

**VŠB - Technická univerzita Ostrava**  
**Fakulta elektrotechniky a informatiky**  
**Katedra elektroenergetiky**

**Optimalizace výkonu parní turbíny**  
Steam turbine load optimization

2011

Daniel Vícha

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně.

Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

V Ostravě dne 5. května 2011

.....  
Vick  
.....  
podpis

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Petru Bernátovi, Ph.D., za odborné vedení a konzultace při zpracování práce.

## **Abstrakt**

Ve své bakalářské práci se zabývám návrhem parametrů parní turbíny, tak aby její provoz byl co možná nejefektivnější v závislosti na množství vyrobené elektrické energie.

Jako příklad z praxe jsou zde uvedeny návrhy na optimalizaci parní turbíny realizované při rekonstrukci a uvádění do provozu nového kotle a turbogenerátoru v Teplárně Olomouc. Na problematiku optimalizace turbíny je pohlíženo, jak čistě z technického hlediska, tak z hlediska ekonomiky podniku.

S odstupem času po provedené rekonstrukci Teplárny Olomouc hodnotím, zda-li byla tato modernizace zařízení pro podnik přínosem.

## **Abstract**

In his thesis I'm occupying by projecting parameters of a steam turbine, so that its operation was as effective as possible, depending on the amount of electricity produced.

As an example of practical suggestions are given to optimize steam turbines made in the reconstruction and putting into service a new boiler, turbine generator in Teplárna Olomouc. The question of optimizing the turbine is viewed as a purely technical standpoint, in terms of business economics.

With hindsight, after the reconstruction Teplárna Olomouc I will be treated as an advantage or disadvantage for this company.

## **Klíčová slova**

Optimalizace turbíny, parní turbína, rekonstrukce Teplárny Olomouc,

## **Key Words**

Optimize steam turbines, steam turbine, reconstruction Teplárny Olomouc

# Obsah

1. Úvod.....	1
--------------	---

## TEORETICKÁ ČÁST..... 4

2. Historie, současnost a budoucnost parních turbín.....	4
2.1. Historie.....	4
2.2. Současnost a budoucnost.....	6
3. Konstrukce a způsob činnosti parní turbíny.....	7
3.1. Obecná konstrukce parní turbíny.....	7
3.2. Činnost páry v turbíně.....	9
3.2.1. Rovnotlaký princip - akční.....	9
3.2.2. Přetlakový princip - reakční.....	10
4. Rozdělení parních turbín.....	11
4.1. Kondenzační tepelná centrála.....	13
4.2. Protitlaká tepelná centrála.....	15
4.3. Turbíny kondenzační odběrové.....	18
5. Pracovní oběhy.....	18
5.1. Carnotův ideální tepelný oběh.....	18
5.2. Ideální parní Rankine-Clausiiův oběh.....	19
6. Postup při návrhu parních turbín.....	20
6.1. Volba vstupních parametrů páry.....	21
7. Možnosti, jak zvýšit hospodárnost tepelných centrál.....	23
7.1. Zvyšování teploty vstupní páry.....	24
7.2. Zvyšování tlaku vstupní páry.....	25

## PRAKTICKÁ ČÁST..... 27

8. Teplárna Olomouc před rekonstrukcí.....	27
9. Návrhy možných řešení pro rekonstrukci.....	28
9.1. První krok.....	28
9.2. Druhý krok.....	29
9.3. Třetí krok.....	30
9.4. Čtvrtý krok.....	31
10. Rekapitulace předchozích kroků.....	32
11. Kritické body řešení.....	33
12. Výpočet účinnosti TOL.....	34
13. Závěr.....	40
Použitá literatura.....	41
Seznam příloh.....	42

# 1. Úvod

Při svém dnešním způsobu života potřebuje člověk řadu pracovních zařízení, které vyžadují napájení elektrickou energií, bez kterých si ani dnešní svět nedovedeme představit. Ač již dnes dokážeme využít téměř všechny druhy zdrojů energie v přírodě se vyskytujících, je doposud nejpoužívanějším zdrojem pro výrobu elektrické energie světová zásoba paliv, jakými jsou především: uhlí, nafta, zemní plyn, uran apod. Přesto, že nyní zažívají obnovitelné zdroje energie (větrná, solární, geotermální, vodní aj.) velmi intenzivní vývoj, dá se předpokládat, že se nikdy tyto zdroje nebudou podílet na výrobu tepla pro průmyslové účely. Proto je nutné omezené zásoby paliva umět co nejefektivněji využít. Společná výroba elektrické a tepelné energie (kogenerace) patří mezi velmi efektivní způsoby využití přírodního paliva. V těchto kogeneračních zařízeních je spotřeba neobnovitelných paliv nižší. Tomu odpovídá i snížení emisí v ovzduší.

Optimalizací výkonu parní turbíny se rozumí volba takových parametrů páry vstupující do turbíny, při kterých je provoz turbíny nejvýhodnější. Zvýšením tlaku a teploty přehřáté páry vstupující do turbíny značně zefektivníme její provoz a v důsledku toho také zvýšíme zisky za vyrobenou elektrickou energii.

Celá problematika výhod a nevýhod těchto změn na výrobu elektrické energie i na celkový provoz je podrobně rozebrána v teoretické části této bakalářské práce. Teoretické předpoklady jsou následně aplikovány na názorném příkladu z praxe v části praktické. Jedná se o rekonstrukci Teplárny Olomouc, která proběhla v letech 1996 až 1999. Právě optimalizace nového turbosoustrojí byla hlavním tématem diskusí při tvorbě přípravných materiálů k modernizaci Teplárny Olomouc. V závěru praktické části jsem provedl výpočet účinnosti Teplárny Olomouc s novým turbosoustrojem, tak jak pracuje dodnes.

Rozbor výhledu Teplárny Olomouc by měl ukazovat, jak je možno také přistupovat k řešení výhledu i u ostatních tepláren a připomenout, že nové investice lze uplatnit jen po důkladném, technicky fundovaném rozboru.

## Seznam použitého značení, zkratk a jednotek

značka	popis	jednotka
$\mu$	podíl nezužitého tepelného spádu	[-]
$H$	tepelný spád	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]
$i$	entalpie přehřáté páry	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]
$i'$	entalpie vody	[kJ·kg <sup>-1</sup> ]
$M$	množství páry	[t·h <sup>-1</sup> ]
$\eta$	účinnost	[-]
$p$	tlak	[Pa]
$Q$	teplo	[J]
$q'$	teplo (hodnota pro Sankeyův diagram)	[%]
$T$	teplota	[K]
$q_a$	teplo využitě pro práci v turbíně	[%]
$q_D$	teplo pracovnímu plynu přiváděno izotermickou expanzí	[GJ·(M·Wh) <sup>-1</sup> ]
$q_e$	teplo vstupující do kondenzátoru	[%]
$q_{eg}$	teplo potřebné na krytí ztrát v el. generátoru	[%]
$q_{chv}$	teplo odevzdané chladicí vodě	[%]
$q_i$	teplo přeměněné v mechanickou energii	[%]
$q_k$	teplo na výstupu z kondenzátoru	[%]
$q_{ko}$	teplo odváděné do komína	[%]
$q_{lo}$	ztráty tepla v nízkotlakých parovodech	[%]
$q_m$	teplo potřebné na krytí mechanických ztrát v ložiskách	[%]
$q_n$	teplo napájecí vody	[%]
$q_o$	teplo odevzdané páře	[%]
$q_{Od}$	teplo pracovnímu plynu odváděno izotermickou kompresí	[GJ·(M·Wh) <sup>-1</sup> ]
$q_{os}$	teplo spalín	[%]
$q_{os}$	teplo	[GJ·(M·Wh) <sup>-1</sup> ]
$q_p$	teplo ztracené propadem paliva	[%]
$q_s$	teplo ztracené sáláním	[%]
$q_{st}$	tepelná energie spotřebovaná ve spotřebičích	[%]
$q_u$	tepelná energie obsažená v palivu	[%]
$q_{už}$	teplo využitě na výrobu el. energie	[%]
$q_{vs}$	teplo spotřebované na pohon pomocných zařízení	[%]

### Zkratky a značení:

ČK	čerpadlo kondenzátu
ČN	čerpadlo napájecí vody
ČV	vodní čerpadlo
EG	elektrický generátor
K	kondenzátor

K1-21	kotel 1-21
L	parní potrubí
N	napájecí nádrž
NT	nízkotlaká část turbíny
OV	ohřívák napájecí vody
P	přehřívák páry na výstupu z kotle
PG	parní generátor
RV	regulační ventil
S	spojka na hřídeli mezi turbínou a generátorem
SP	spotřebič
ŠVOL	Špičková Výtopna Olomouc
T	turbína
TG	turbogenerátor
TOL	Teplárna Olomouc
ÚV	úpravna vody
VT	vysokotlaká část turbíny



## TEORETICKÁ ČÁST

---

## 2. Historie, současnost a budoucnost parních turbín

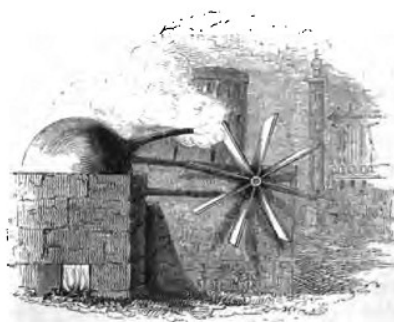
### 2.1. Historie

Pracovní schopnost vodní páry byla známa již ve starověku. V roce 120 před n. l. popisuje Heron zařízení (*obrázek 3.1.*), které používali egyptští kněží. Vodní pára se zde vyvíjela v kotlíku a dutými rameny se zaváděla do otočné koule, ze které vytékala zahnutými trubicemi. Tento předmět sloužil pravděpodobně jen k různým obřadům. Dochovaly se však zmínky i o zařízeních, která měla praktický účel a to jako pohon jeřábu v alexandrijském přístavu, okolo začátku našeho letopočtu.



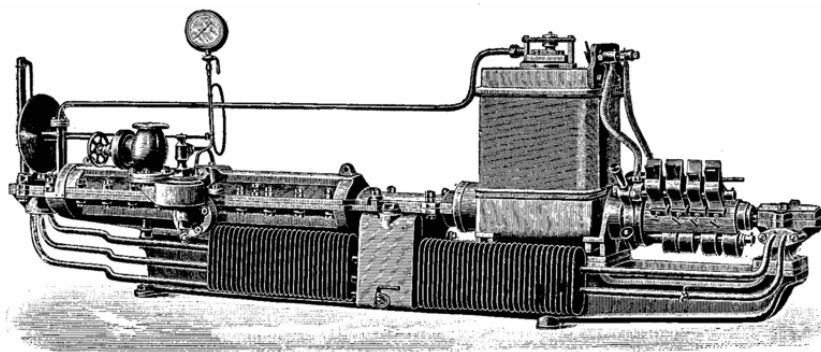
*Obrázek 3.1. Heronova turbína. [7]*

Další zprávu o využití energie vodní páry se datuje až z doby daleko pozdější a to z roku 1629, kdy sestrojil Giovanni de Branca (1571 – 1645) lopatkové kolo, které se uvádělo do pohybu proudem páry vytékajícím z trubice (*Obrázek 3.2.*). Avšak Brancův návrh jako mnoho dalších se neuplatnil, zejména proto, že byl nad výrobními možnostmi tehdejší doby. Na další vynález se tak muselo čekat dalších více jak 200 let. [1]



*Obrázek 3.2. Lopatkové kolo Giovanniho de Branca. [8]*

V roce 1883 postavil a vyzkoušel Švéd Carl Gustav Patric de Laval (1845 - 1913) první rovnotlakou turbínu. O rok později v roce 1884 se podařilo Angličanovi Charlesu Algernon Parsonsovi (1854 – 1931) vyvinout parní turbínu přetlakovou. Oba dva tyto typy jsou pro svou rovnocennost používány také dnes při konstrukci lopatek průmyslových a elektrárenských turbín. [4]



*Obrázek 3.3. První rovnotlaká turbína Carla Gustava Patrica de Laval. [9]*

V českých zemích pak byla první parní přetlaková turbína vyrobena v závodu První brněnské strojírny v roce 1902 a v roce 1903 byla uvedena do provozu. Výkon této turbíny byl 100 kW a byla sestrojena podle licence firmy Parsons. V roce 1904 byla vyrobena ve Škodových závodech v Plzni první rovnotlaká turbína o výkonu 404 kW, 3 000 ot/min podle licence Augusta Camillea Edmonda Rateaua (1863 – 1930).

První elektrárna na střídavý proud byla postavena a uvedena do provozu, pod vedením vědce, vynálezce a prosazovatele střídavého proudu Nikoly Tesly (1856 - 1943), na Niagaře v USA, kde Škodovy závody dodaly tři ocelolitinné odbočky potrubí o průměru 3 000 mm a hmotnosti každé 44 tun. U nás za vydatné pomoci Kolbenovy továrny byla uvedena do provozu první elektrárna na střídavý proud v roce 1898 v Holešovicích.

Celý stoletý vývoj parních turbín obsahuje v sobě určitou logickou páteř.

Na přelomu 19. a 20. století byly již definovány tepelné oběhy těchto strojů Clausius-Rankinův a Carnotův (Leonard Sadi Carton - 1796 - 1834) a definována jeho účinnost. Juliem Emanuele Clausiem (1822 – 1888) byl zaveden pojem entropie a od roku 1904 je k dispozici od Rudolfa Molliera (1863 – 1935) i-s diagram vodní páry.

Snahou konstruktérů parních turbín bylo navyšování výkonu a současně s ním i teploty a tlaku pracovního média a rovněž hledání různých prostředků, jak se přiblížit účinnosti Carnotova oběhu, i když jeho dosažení je v reálných podmínkách nemožné.

První turbína Škodových závodů o výkonu 55 MW byla vyrobena a dodána do Polska v roce 1951 a první turbína o výkonu již 100 MW byla vyrobena jen o osm let později v roce 1959. Podobně rychlý vývoj prodělaly i turbíny výkonu 110 a 200 MW.

Jako důkaz progresivnosti výroby parních turbín u nás je, že v roce 1932 téměř jako první v Evropě byly v elektrárně Třebovice uvedeny do provozu dvě třítělesové turbíny s dosud neobvykle vysokými parametry páry 12,5 MPa/480 až 500 °C výkonu 23 MW s přehříváním páry po částečné expanzi ostrou parou. Byly ve své době světovým unikátem a staly se zdrojem zkušeností pro stavbu turbín vyšších výkonů.

Dosažením obrovského pokroku v oblasti parních turbín bylo možné pouze intenzivním výzkumem a především okamžitou aplikací výsledků výzkumu do praxe. [5]

## **2.2. Současnost a budoucnost**

V dnešní době jsou u nás v provozu jednohřídelové turbíny nejvyššího výkonu 500 MW v klasické elektrárně a 1 000 MW v jaderné elektrárně. Obě byly vyrobeny v závodě Škoda v Plzni na plné otáčky 3 000 ot/min.

Ač byly v minulosti publikovány návrhy turbín výkonů 1 500 – 2 000 MW, žádný z nich nebyl realizován. Velká koncentrace výkonů není žádoucí jak z důvodů velikosti celkového instalovaného výkonu v energetickém systému, tak z hlediska zdroje chladicí vody pro kondenzátory a ukládání zbytků paliva po spalení.

Turbína sama ani nebude v blízké budoucnosti limitujícím článkem energetického bloku. Průtočné průřezy současných posledních stupňů turbín umožňují podle vakua a použitého materiálu na lopatku realizovat výkony stroje 3 000 – 4 000 MW. Dá se předpokládat, že na takový výkon nebude v blízké době poptávka.

V současné době je celosvětově značné úsilí věnováno jednak zpomalení procesu stárnutí stávajících zařízení a jednak využití výsledků z minulosti ke zvýšení účinnosti zařízení. Stávající lopatkování je nahrazováno novým s menšími ztrátami, vyměňují se rotory, nebo celé díly (VT, NT), modernizuje se regulace. Změny přinášejí zvýšení výkonu o 4 – 5 % a významně prodlužují i jejich životnost.

Elektrárenské kapacity je nutno nejen modernizovat, ale také zcela obnovovat. Uvádí se, že např. v USA bude nutno v nejbližších desetiletích nově instalovat 41 % výkonu, v celé Evropě jde o výstavbu 400 000 MW nových výkonů v hodnotě 300 mld. EURO. Také u nás bude nutno se zabývat obnovou zařízení elektráren. Nejstarší turbína výkonu 110 MW je z roku 1959, turbína 200 MW z roku 1964, nejmladší téhož výkonu z roku 1977. Z dnes instalovaného výkonu 16 000 MW je uváděna nutnost výměny asi tří čtvrtin. Dnes již je jisté, že nová zařízení musí být na mnohem vyšší technické úrovni, než byla vyřazovaná zařízení v době svého vzniku.

Jedinou možností, jak toho dosáhnout je použití nadkritických parametrů páry na vstupu do turbíny. K tomu je třeba mít k dispozici odpovídající materiály. Proto již od začátku osmdesátých let bylo intenzivně pracováno na vývoji takových feritických materiálů, které odolávaly teplotám do 600 °C v kombinaci s nadkritickým tlakem.

Nově vyvinutá ocel umožňuje kombinaci vstupních parametrů v průměru až 28 MPa a 580 - 600 °C s přehříváním páry na stejnou, nebo o málo nižší teplotu. Výhledově je uvažováno o zvýšení parametrů na 30 MPa/ až 620 °C.

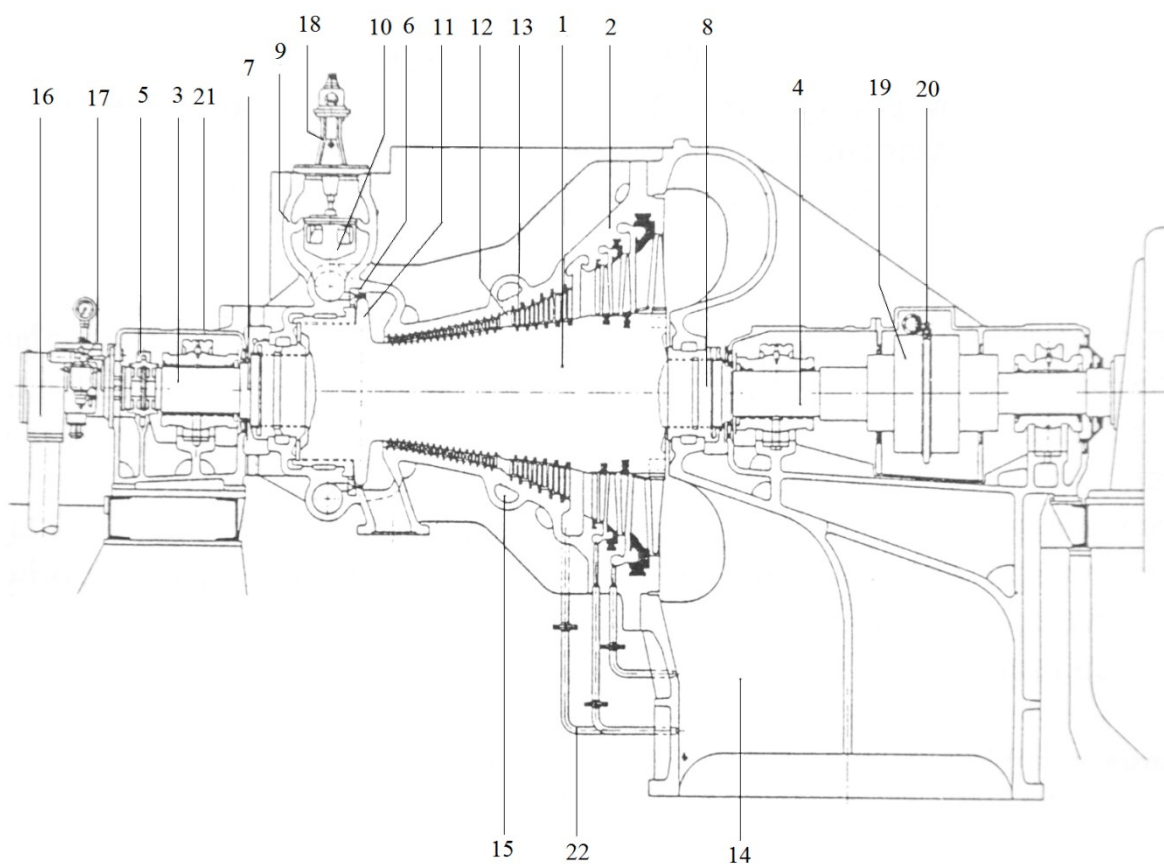
Přechod z parametrů 16,7 MPa/ 538 °C (přibližně parametry Škody 200 MW) na parametry 28,5 MPa/ 600 °C se zvýší tepelná účinnost zařízení o 3,4 % na přibližně 45 %. Jako světový rekord účinnosti bloku spalujícího hnědé uhlí je udávána hodnota 48,5 % (brutto). Výkony nově budovaných bloků jsou v rozsahu 900 až 1 100 MW. [5]

### **3. Konstrukce a způsob činnosti parní turbíny**

#### **3.1. Obecná konstrukce parní turbíny**

Parní turbína je točivý tepelný stroj. *Obrázek 4.4.* znázorňuje jednotělesovou kondenzační parní turbínu malého výkonu, přetlakového typu o 3 000 ot/min v podélném řezu. Skládá se z otáčejícího se turbínového rotoru (1) a nehybného turbínového tělesa- skříně (2). Rotor je uložen ve dvou radiálních ložiskách (3 a 4). Axiální ložisko (5) drží rotor v axiálním směru a zachycuje protékající parou vyvozenou axiální sílu. Turbínová skříň uzavírá rotor a zavádí páru dýzami (6) do turbíny a dále rozváděcími lopatkami přes turbínu (12). Na výstupních stranách hřídele ze skříně jsou provedeny bezdotykové labyrintové ucpávky (7 a 8). Ostrá pára z kotlů přichází ze vstupní skříně (9), přes regulační ventily (10) do dýz (6) a naráží na oběžné kolo (11). Potom proudí přes jednotlivé stupně, které jsou tvořeny z pevně stojící řady (věnce) rozváděcích lopatek (12) a řady lopatek oběžných upevněných na rotoru (13). Jelikož pára vykonávající práci zvětšuje přitom svůj objem, jsou lopatky stupeň za stupněm větší a delší. Když pára odevzdá velkou část své využitelné energie otáčejícímu se rotoru, proudí výstupním hrdlem do kondenzátoru, kde zkondenzuje. Na jednotlivých, na skříně provedených, načepovaných místech (15) může být pára o různých tlacích odebírána.

Hlavní olejové čerpadlo umístěné na přední ložiskové skříně dopravuje tlakový olej pro mazání ložisek a pro regulaci. Na této skříně je umístěn i regulátor otáček (17), který pomocí servomotoru (18) ovládá regulační ventily (10). Na zadním konci turbíny je pevnou přírubovou spojkou (19) připojen, k turbínovému rotoru, rotor generátoru. Pomocí natáčecího zařízení (20) lze rotory po odstavení turbíny a i před najetím pomalu otáčet (30 a 100 ot/min), aby rotor dosáhl rovnoměrné přehřátí a nezničil se. [4]



Obrázek 4.4. Podélný řez kondenzační turbínou malého výkonu o 3 000 ot/min. [4]

- |                         |                                    |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1 rotor turbíny         | 12 řada rozváděcích lopatek        |
| 2 turbínová skříň       | 13 řada oběžných lopatek           |
| 3 radiální ložisko      | 14 výfukové hrdlo                  |
| 4 axiální ložisko       | 15 načepování odběrů páry          |
| 5 axiální ložisko       | 16 hlavní olejové čerpadlo         |
| 6 dýzy                  | 17 regulátor otáček                |
| 7 ucpávka hřídele pření | 18 přírubová spojka                |
| 8 ucpávka hřídele zadní | 19 přírubová spojka                |
| 9 vstupní skříň         | 20 natáčecí zařízení (hydraulické) |
| 10 regulační ventil     | 21 přední ložisková skříň          |
| 11 oběžné kolo          | 22 odvodnění skříně                |

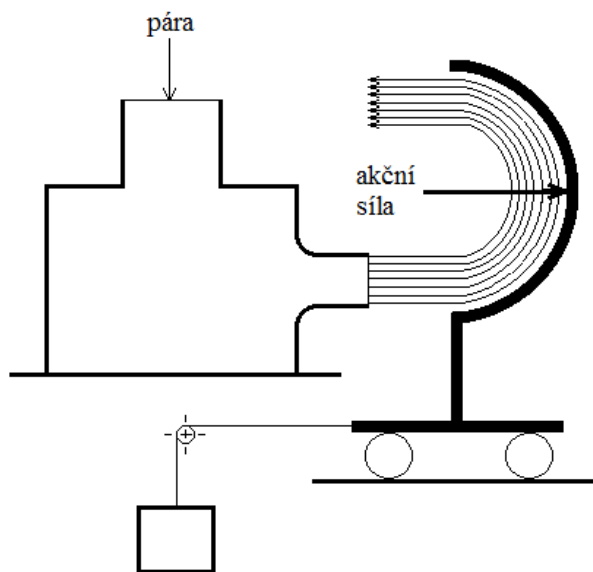
### 3.2. Činnost páry v turbíně

Tepelná energie páry, na kterou se můžeme dívat jako na akumulovanou tlakovou energii (potenciální energie), se mění nejprve na energii kinetickou a pak na energii mechanickou. Mechanická energie se v turbíně vyskytuje ve formě rotačního pohybu, který se v alternátoru přeměňuje na energii elektrickou.

Přeměna energie uvnitř turbíny může být realizována dvěma různými postupy a to rovnotlakým a přetlakovým. Oba dva jsou rovnocenné a jsou často v jedné turbíně použity současně. [4]

#### 3.2.1. Rovnotlaký princip - akční

Zavádíme-li páru vyššího tlaku, než je tlak atmosférický do nehybné nádoby s dýzou. Pára bude z dýzy vytékat rychlostí, jejíž velikost závisí na tlaku a teplotě páry v nádobě. Umístíme-li nyní před ústí dýzy pohyblivou desku, která je zatížena závažím, pak proud páry bude na desku narážet, měnit na ní svůj směr a vzbuzovat silový účinek. Při dostatečné rychlosti páry se bude deska pohybovat, zvedat závaží a tedy konat mechanickou práci. Tento princip je znázorněn na obrázku 4.5.

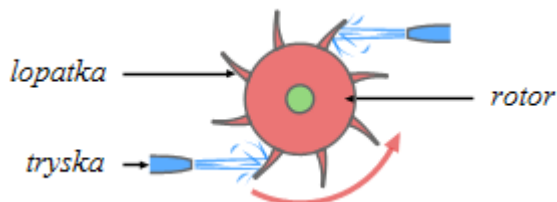


Obrázek 4.5. Vznik akčního působení proudu páry na lopatku.

Popsaným zařízením by ovšem nebylo možné získávat mechanickou energii trvale. Pro dosažení trvalých účinků se musí pohyblivé části umístit na obvod oběžného kola nasazeného na hřídeli tak, jak je znázorněno na obrázku 4.6. [1]

Při rovnotlakém způsobu se přemění celý tepelný spád jednoho stupně v dýze na energii proudu a předá oběžným lopatkám. Parní paprsek vystupující s vysokou rychlostí se v kanálech oběžných lopatek obrátí a jeho rychlost se změní. Akční síla, která přitom vznikne na oběžných lopatkách, způsobí otáčení oběžného kola.

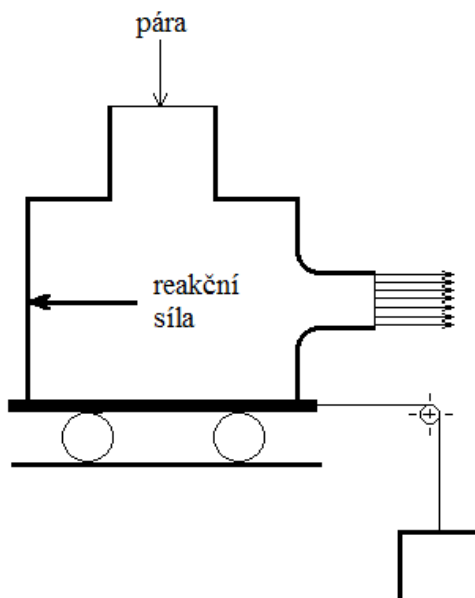
Kanály oběžných lopatek mají stále stejný průřez. To znamená, že vstupní průřez je stejný jako výstupní. V kanále proto nedochází k žádné expanzi páry. Při tomto principu je před a za oběžným kolem stejný tlak, proto označení rovnotlaký nebo také akční princip. [4]



Obrázek 4.6. Pracovní princip akční turbíny. [10]

### 3.2.2. Přetlakový princip - reakční

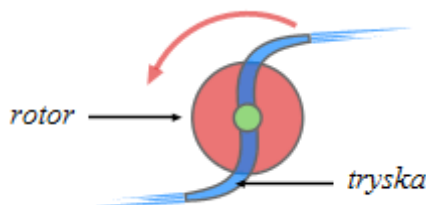
Pokud si však oproti předchozímu popsanému rovnotlakému principu představíme, že nádoba s dýzou není upevněna, ale pohyblivá a že z ní pára vytéká do volného prostoru, pak proud páry zde již nepůsobí na lopatku, ale na samou nádobu s dýzou. Silový účinek, který však zde vzniká, působí proti smyslu proudění páry.



Obrázek 4.7. Vznik reakčního působení proudu páry na pohyblivou dýzu.

Při dostatečné rychlosti páry se dýza s nádobou začnou pohybovat a zvedáním závaží konat mechanickou práci. Opět zde tedy přecházela energie páry nejprve v pohybovou energii a pak teprve v energii mechanickou. Proud páry však působí na nádobu s dýzou nepřímo, a proto se nazývá takovýto pracovní postup reakčním. Tento popsáný princip je znázorněn na *obrázku 4.7*.

Umístíme-li pohyblivé části, podobně jako u rovnotlakého principu, na obvod oběžného kola nasazeného na hřídeli, získáme trvale pracující systém přetlakové turbíny (*obrázek 4.8*). [1]



*Obrázek 4.8. Pracovní princip reakční turbíny. [10]*

## 4. Rozdělení parních turbín

Turbíny dělíme podle mnoha hledisek:

### 1. Výkon turbíny

Velikost turbíny, přesněji jejího výkonu, je téměř neomezená. Dle dnešních technologií lze vyrobit turbíny výkonu až 3 000 – 4 000 MW, jak již bylo popsáno v kapitole „*Historie, současnost a budoucnost parních turbín*“.

### 2. Stav vstupní páry

Při volbě stavu vstupní páry jsme omezeni vlastnostmi použitých konstrukčních materiálů. Do tlaku vstupní páry 2,5 MPa mluvíme o turbínách *nízkotlakých*, do 6,4 MPa o turbínách *středotlakých*, přes 6,4 MPa (dnes až do 20,0 MPa) o turbínách *vysokotlakých*. Se stoupajícím tlakem vstupní páry zvyšujeme obvykle i její teplotu. Vysokotlaké turbíny pracují dnes s teplotou 500 – 600 °C. Jeví se však snaha použít vstupní páry teplé až 650 °C.

### 3. Protitlak

Podle velikosti protitlaku rozeznáváme turbíny *kondenzační* a *protitlaké*. U kondenzačních turbín záleží tlak páry v kondenzátoru na vstupní teplotě chladicí vody a pohybuje se mezi 0,003 až asi 0,01 MPa. U protitlakých turbín je tlak výstupní páry podmíněn účelem, k jakému se páry použije, a pohybuje se ve velmi širokých mezích (0,05 – 3,5 MPa).

### 4. Způsob rozvodu páry v turbíně

Vyskytují se turbíny bez odběru páry, s jedním regulovaným nebo neregulovaným *odběrem páry* nebo s jejich větším počtem, *turbíny dvoutlakové* a *turbíny s mezipřihříváním páry*. Přitom jsou ovšem možné i kombinace těchto druhů.



### 5. Otáčky turbíny

Většinou spojujeme hřídel turbíny s hřídelí poháněného stroje přímo, takže otáčky obou strojů jsou stejné. Pak ovšem musíme otáčky turbíny přizpůsobit požadavkům hnaného stroje. Pohání-li turbína elektrický generátor, má při frekvenci proudu 50 Hz nejčastěji 3 000 ot/min, zřídka 1 500 ot/min. Otáčky jiných strojů bývají různé a pohybují se mezi 300 až asi 15 000 ot/min. Z konstrukčních a hospodářských důvodů se však někdy volí otáčky turbíny nezávisle na poháněném stroji, tak např. u malých turbín se používá otáček až 15 000 ot/min i větších. Mezi turbínu a poháněný stroj se pak ovšem musí zařadit převod otáček, nejčastěji ozubené soukolí.

Všechna tato hlediska se týkají spíše projektu tepelné centrály a pro konstrukci turbíny musí být příslušné hodnoty obvykle stanoveny.

Vlastní konstrukční hlediska jsou tato:

### 6. Typ lopatkování

Lopatkování může být *rovnotlaké*, *přetlakové* nebo *typu Curtisova kola*. Časté jsou však potom i kombinace těchto způsobů.

### 7. Směr průtoku páry

Rozeznáváme turbíny *axiální*, *radiální* i *radiálně axiální*. Poslední typy jsou však spíše zvláštností.

### 8. Počet těles

U menších výkonů se setkáváme nejčastěji s turbínami *jednotělesovými*, velké výkony vyžadují však turbín *dvoutělesových* i *vícetělesových*. Jednotlivé skříně mohou být přitom umístěny buď za sebou, vedle sebe, nebo nad sebou.

### 9. Regulace

Podle způsobu přívodu páry do turbíny rozeznáváme *regulaci dýzou* a *regulaci škrcením*, podle druhu regulované veličiny *regulaci otáček* nebo *tlaku*, podle konstrukčního uspořádání *regulaci pákovou* nebo *hydraulickou* atd.

### 10. Konstrukce jednotlivých součástí

Při konstrukci jednotlivých součástí turbíny se naskýtá tolik možností (např. oběžné lopatky na kotoučích nebo na bubnu, ucpávky labyrintové nebo uhlíkové atd.), které záleží především na výrobcí, že není možné je zde všechny vyjmenovat. [1]

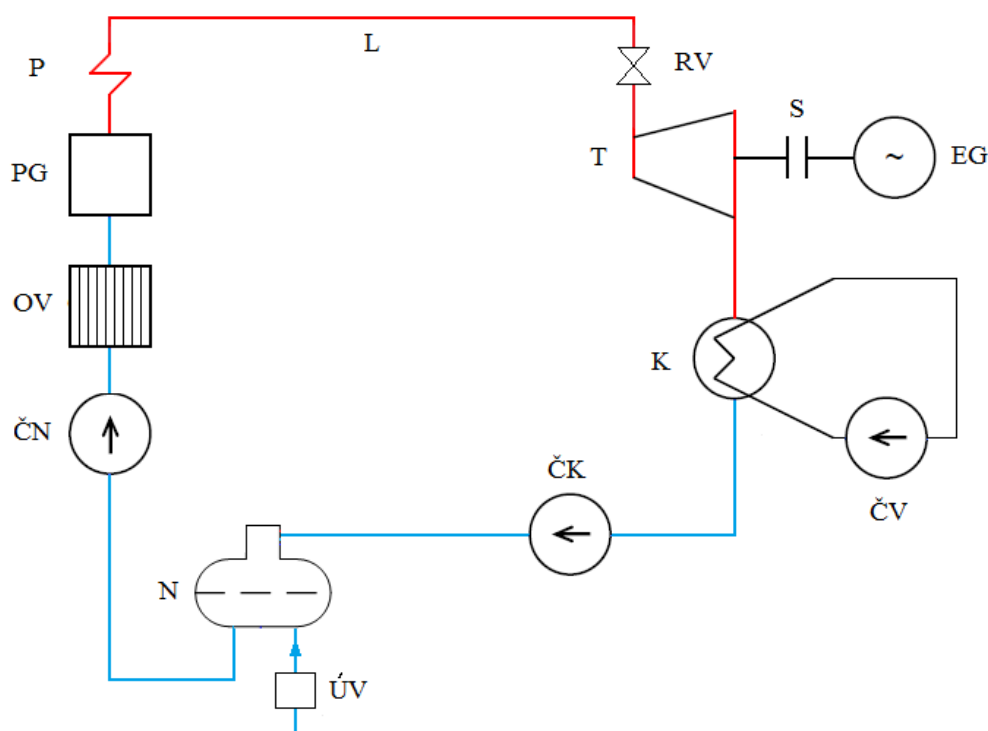
Nejdůležitějším dělením parních turbín v rámci využití v energetice je především dělení podle protitlaku. Na parní turbíny *kondenzační*, *protitlaké* a *odběrové*, které jsou popsány v následujících kapitolách.

## 4.1. Kondenzační tepelná centrála

Tepelnou centrálou rozumíme každou výrobu, v níž se tepelná energie mění v mechanickou práci, které je pak možno použít buď přímo, anebo k výrobě elektrické energie, k dodávce tlakového vzduchu, vody a podobně. [1]

Tepelná centrála s kondenzační parní turbínou je schematicky naznačena na *obrázku 5.9*. Pára vysokého tlaku vyrobená v parním generátoru *PG* (který bývá obvykle vybaven přehřívákem *P*) je zde vedena potrubím *L* k regulačním ventilům *RV* a jimi zaváděna přes spojku *S* do turbíny *T*. Mechanická energie, která se v turbíně získá, se odevzdává elektrickému generátoru *EG*, na jehož svorkách pak odebíráme el. energii. Pára, která pracovala v turbíně, z ní vystupuje s velmi nízkým tlakem a je vedena do kondenzátoru *K*, kde se sráží působením chladicí vody. Tato voda se dostává čerpadlem *ČV*, a to buď z řeky, nebo od chladicí věže. Kondenzát, který vznikl sražením páry v kondenzátoru se dopravuje čerpadlem *ČK* do napájecí nádrže *N*, kam se zavádí též přídavná voda, upravená v zařízení na úpravu vody *ÚV*, aby se nahradily ztráty způsobené netěsnostmi zařízení. Z napájecí nádrže se voda čerpá napáječkou *ČN* zpět do parního generátoru přičemž nejprve prochází ohřívákem napájecí vody *OV*, kde se předehřívá teplem kouřových plynů vedených do komína. Spalováním paliva vzniká v parním generátoru teplo, které je potřeba k opětovnému odpaření vod, a tedy k opakování celého cyklu.

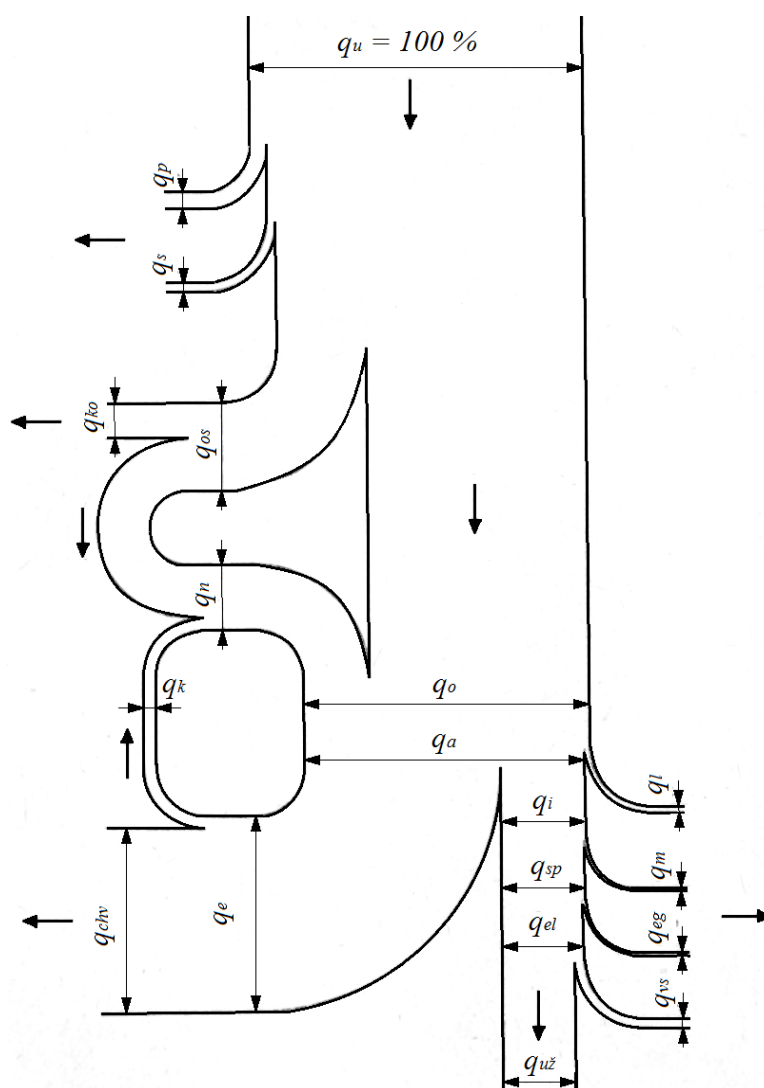
Starší zařízení pracovala tak, že se pára vystupující z turbíny vypouštěla do atmosféry, čímž ovšem byla pro pracovní cyklus ztracena. Proto se u nových strojů používá kondenzátorů, které jednak umožní expanzi páry až na velmi nízký tlak (nižší než tlak atmosférický), jednak získává z páry kondenzát, který je nejvhodnější napájecí vodou pro parní generátory.



Obrázek 5.9. Schéma tepelné centrály s kondenzační parní turbínou.

Průběh přeměny tepla v popsané centrále je znázorněn na obrázku 5.10. Část tepelné energie  $q_u$ , obsažené v palivu, se ztrácí již v parním generátoru, a to jednak propadem paliva ( $q_p$ ) jednak sáláním do okolí ( $q_s$ ) hlavně však tím, že kouřové plyny odcházejí z topeniště s poměrně vysokou teplotou. Z tepla spalín  $q_{os}$  se odvádí do komína však pouze část  $q_{ko}$ , kdežto zbytek se sdílí napájecí vodě, která tak opět přináší do parního generátoru tepelnou energii  $q_n$ . Pára se tedy celkem odevzdala energie  $q_o$ , ze které je pro práci v turbíně k dispozici část  $q_a$ . Část  $q_l$  se totiž převedla do okolí vinou tepelných ztrát přívodního potrubí. Z tepelné energie  $q_a$  se v turbíně přemění v mechanickou energii část  $q_i$  zatím co zbytek  $q_e$  odchází s výstupní parou do kondenzátoru. Zde se při srážení páry odevzdá tepelná energie  $q_{chv}$  chladicí vodě, zbytek  $q_k$  odnáší s sebou kondenzát a zvyšuje o něj tepelnou energii napájecí vody. Z vyrobené mechanické energie  $q_i$  se část  $q_m$  spotřebuje na přemáhání tření v ložiskách a část  $q_{eg}$  na krytí ztrát el. generátoru. Poslední energie  $q_{vs}$  se spotřebuje na pohon pomocných zařízení.

Z uvedeného pak vyplývá, že z celkové energie  $q_u$  v palivu obsažené jsme schopni přeměnit ve formu el. energie pouze  $q_{už}$ , což je jen velmi malá část, která činí podle okolností 15 až 45 %. Největší ztrátu představuje přitom tepelná energie odevzdaná chladicí vodě v kondenzátu. Nabízí se tedy myšlenka využití této odpadní energie k jiným průmyslovým účelům, a to je právě uskutečněno u protitlaké tepelné centrály. [1]

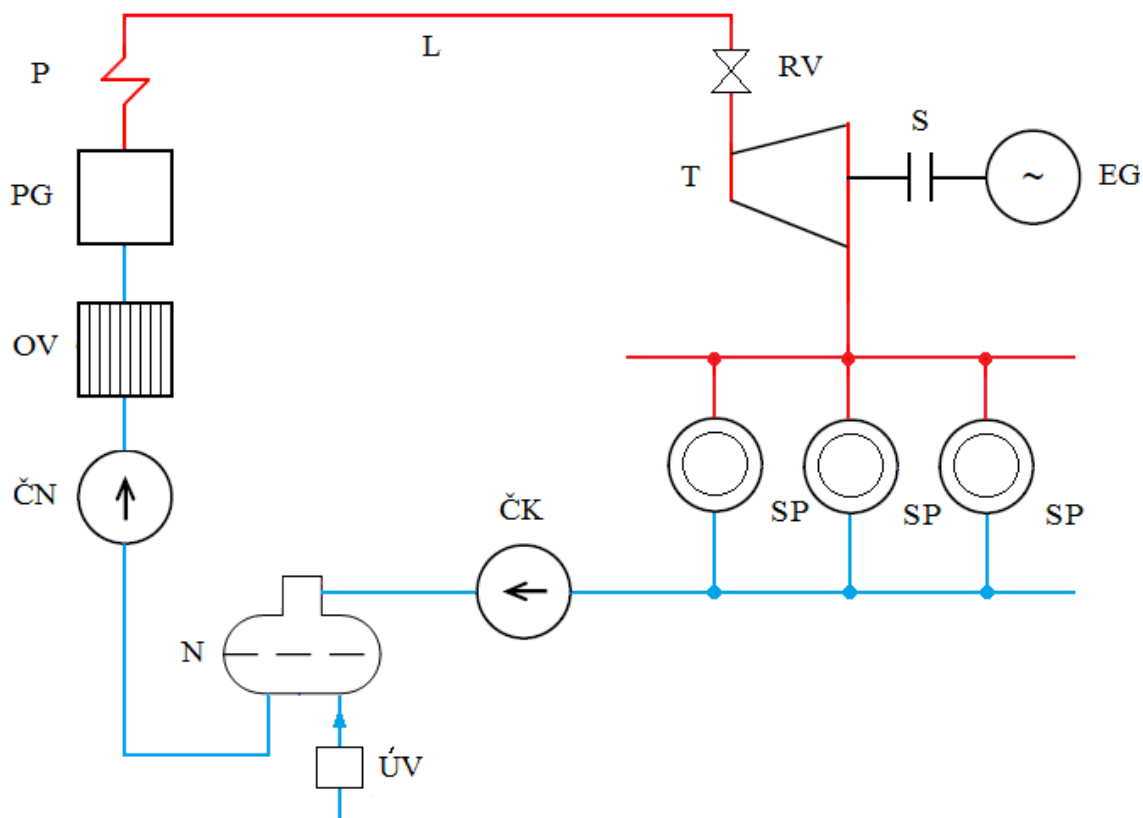


Obrázek 5.10. Tok energie v tepelné centrále s kondenzační parní turbínou.

## 4.2. Protitlaká tepelná centrála

Využít tepelné energie páry vystupující z kondenzační turbíny není dost dobře možné, protože tato pára má příliš nízkou teplotu a nenalezneme pro ni průmyslové využití. Je proto třeba upravit turbínu tak, aby z ní vystupovala pára s dostatečně vysokou teplotou a tlakem. Taková turbína se nazývá protitlaká. Schéma centrály, která je protitlakou centrálou vybavena, je naznačeno na *obrázku 5.11*. Je zřejmé, že protitlaká centrála je v principu stejná jako centrála kondenzační s tím rozdílem, že pára vystupující z turbíny zde nepřichází do kondenzátoru, ale vede se potrubím ke spotřebičům *S*. Zde se její tepelné energie využívá k vytápění, k technologickým účelům, nebo k pohonu pracovních zařízení. Od spotřebičů se obvykle vrací daleko méně kondenzátu než z kondenzátoru, takže k napájení parního generátoru musíme používat podstatně více přídavné vody, než u kondenzační centrály. Tepelná centrála s protitlakou turbínou sdružuje tedy výrobu mechanické energie s dodávkou energie tepelné. Tím, že odvádíme páru z turbíny

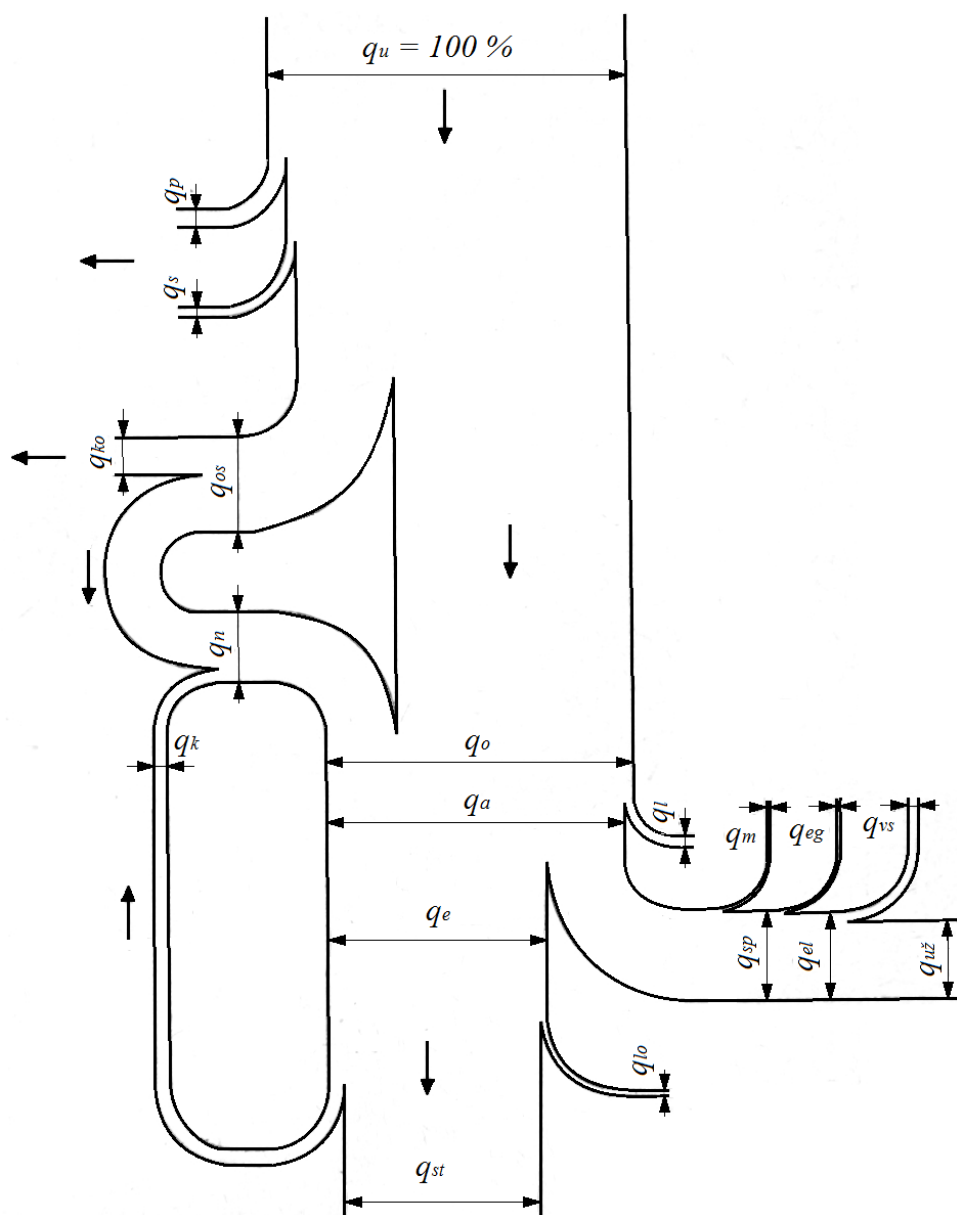
s poměrně vysokou teplotou a tlakem ztrácíme sice část její pracovní schopnosti, zato získáváme velké množství tepelné energie, které je v této páře obsaženo.



Obrázek 5.11. Schéma tepelné centrály s protitlakou parní turbínou.

Tok energie je pro tento případ znázorněn na obrázku 5.12. Z celkové energie paliva  $q_u$  se zde využije ve formě užitečné energie  $q_{už}$  menší část než v kondenzační centrále, avšak  $q_e$  není energie odpadová, ale je vyžita z větší části ve spotřebičích jako energie  $q_{st}$ . Ztráty v nízkotlakých parovodech znázorňuje energie  $q_{lo}$ . Celkové využití energie činí podle okolností až 85 % a je tedy mnohem dokonalejší než u kondenzační centrály.

Vzniká zajisté otázka, proč se nevyrábí veškerá potřebná el. energie v protitlakových, centrálách v nichž je využití tepelné energie tak příznivé. Hlavním důvodem je, že není dostatek konzumentů na tak velké množství odpadového tepla, které vzniká při výrobě el. energie. Konzum protitlakové páry bývá také často nepravidelný a má sezónní charakter. Jestliže např. v létě, kdy se netopí, přestanou spotřebiče *SP* (obrázek 5.11.) odebírat páru, bylo by k nerušené dodávce el. energie třeba vyfukovat páru vystupující z turbíny do atmosféry, a to je ještě mnohem nevhodnější, než výroba el. energie v kondenzační centrále. I když je tedy protitlaková centrále energeticky velmi výhodná, jsou možnosti jejího použití omezeny a těžiště energetické výroby je stále v kondenzačních elektrárnách.



Obrázek 5.12. Tok energie v tepelné centrále s protitlakou parní turbinou. [1]

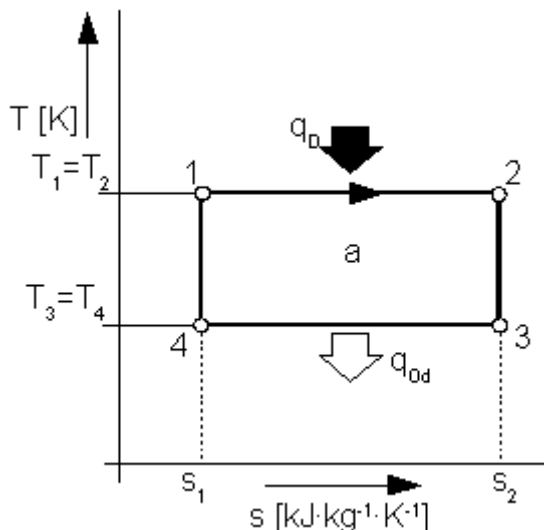
### 4.3. Turbíny kondenzační odběrové

Mají kondenzátor a pracují kombinovaně jako kondenzační a protitlaké. V teplárenském provozu s kondenzačními turbínami odběrovými se tedy část elektrické energie vyrábí podobně jako u zařízení s turbínami protitlakými, tj. v závislosti na tepelném konzumu, zatímco druhá část se vyrábí kondenzačním způsobem, jako u zařízení s kondenzačními turbínami. Teoreticky by mohly odběrové turbíny v krajních případech pracovat buď jako čistě kondenzační při úplně uzavřených odběrech páry, nebo jako čistě protitlaké, v případech, kdy kondenzátorem neprochází žádná pára. (K druhému případu je třeba poznamenat, že z provozních důvodů k zamezení přílišného ohřátí zadní části turbíny musí kondenzátorem procházet vždy jakési množství páry). [6]

## 5. Pracovní oběhy

### 5.1. Carnotův ideální tepelný oběh

Carnotův oběh (obrázek 6.13.) je tepelný oběh s nejvyšší možnou tepelnou účinností ze všech tepelných oběhů. Je složen ze dvou adiabat a ze dvou izoterm. V praxi jej nelze realizovat. Jeho význam spočívá v tom, že se jedná o optimální limitní případ uspořádání oběhu, k němuž se snažíme co nejvíce přiblížit.

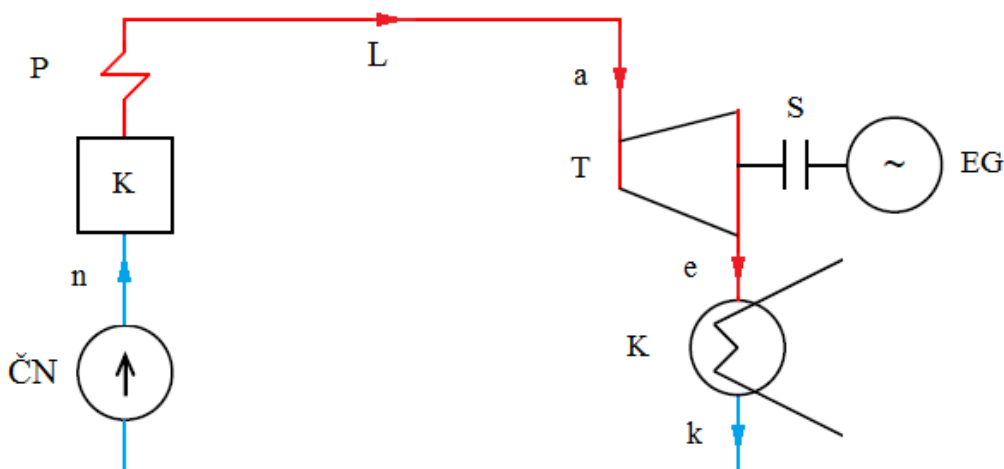


Obrázek 6.13. Ideální Carnotův oběh v  $T$ - $s$  diagramu.

1-2 teplo  $q_D$  je pracovnímu plynu přiváděno izotermickou expanzí. 2-3 adiabatická expanze, pracovní plyn je tepelně izolován od okolí. 3-4 teplo  $q_{Od}$  je pracovnímu plynu odváděno izotermickou kompresí. 4-1 adiabatická komprese, pracovní plyn je tepelně izolován od okolí. [11]

## 5.2. Ideální parní Rankine-Clausiusův oběh

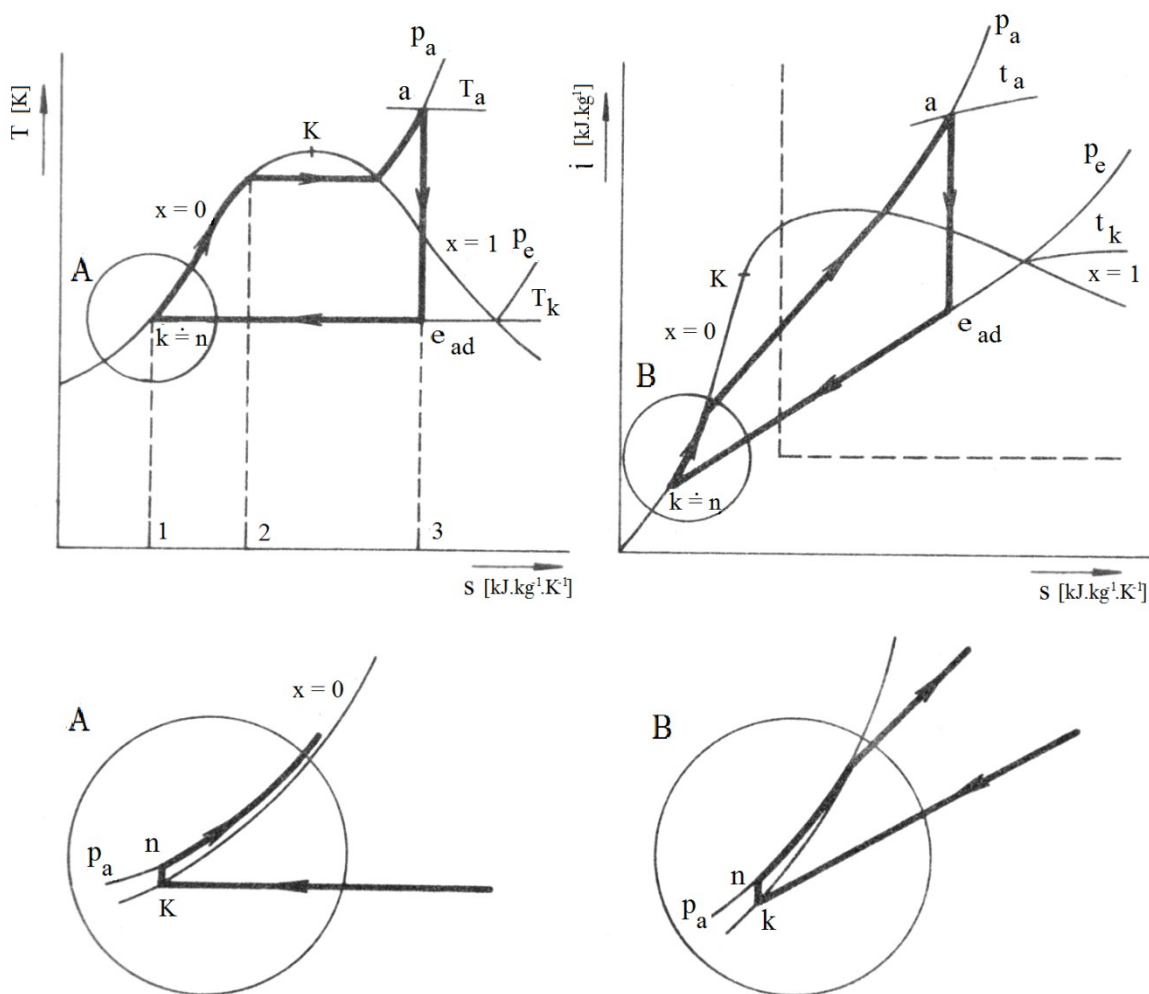
Nejjednodušší možnou technickou realizaci parního oběhu tvoří parní kondenzační turbína s kondenzátorem páry, parogenerátorem (kotlem) a s oběhovým čerpadlem (Obrázek 6.14.). Přehřátá pára z parního kotle vstupuje jako admisní pára do turbíny. V turbíně teoreticky adiabaticky expanduje na výstupní (emisní) tlak a ve formě mokré páry vstupuje do kondenzátoru. Zde kondenzuje a jako vroucí kapalina se oběhovým čerpadlem s parametry napájecí vody (v tomto případě kondenzátu) dopravuje zpět do kotle.



Obrázek 6.14. Rankine-Clausiusův oběh.

Parní oběh je znázorněn na dvou tepelných obězích T-s a i-s (Obrázek 6.15.). Diagram T-s je výhodný pro výpočty toku tepla, neboť plocha pod čarou stavové změny je úměrná předanému teplu. Diagram i-s se užívá k získání stavových veličin v jednotlivých bodech oběhu. Výsek i-s diagramu, oddělený čárkovanou čarou, tvoří rozsah prakticky používaného Mollierova (Jůzova) i-s diagramu. V dolní části obrázku jsou zakresleny detaily pro první přiblížení prakticky zanedbatelného vlivu zvýšení teploty, resp. entalpie napájecí vody při kompresi v napájecím čerpadle.





Obrázek 6.15.  $T$ - $s$  a  $i$ - $s$  diagram tepelných oběhů. [13]

## 6. Postup při návrhu parních turbín

Návrhem parní turbíny rozumíme předběžný propočet expanze páry, dimenzování součástí a prokreslení stroje tak, aby mohl být dílensky vyroben a aby bylo možno zaručit po jeho dohotovení a uvedení do chodu bezpečný a hospodárný provoz. [1]

Návrh parní turbíny musí být od samého počátku veden snahou po splnění třech základních požadavků:

- vysoká účinnost
- spolehlivost
- provozní pružnost.

Termodynamická účinnost parní turbíny je závislá na řadě okolností vnějších, jako je výkon vstupní stav páry, protitlak, ale také na okolnostech vnitřních: dobré účinnosti se dá dosáhnout velkým počtem stupňů, uspořádaných případně v několika tělesech, malými vůlemi mezi rotorem a statorem, v některých případech vysokými otáčkami.

Požadavek maximální provozní spolehlivosti vede naopak na konstrukci co nejjednodušší, malý počet stupňů, co nejmenší počet těles, dostatečné vůle mezi rotorem a statorem a nepříliš vysoké otáčky.

Sladit tyto protichůdné požadavky a najít optimum jejich splnění je cílem návrhu i konstrukce parní turbíny. Je to úkol tím složitější, pokud uvážíme ještě třetí požadavek, maximální provozní pružnosti stroje, který zejména v poslední době vystupuje do popředí.

Nově navrhované parní turbíny, i největších výkonů, musí být velmi pružné, tj. schopné rychlého přizpůsobení požadovanému zatížení, mohou se často a rychle najíždět po odstavení nejen koncem týdne, ale denně, jak to vyžaduje provoz. To ovšem vede opět k větší vůli mezi rotorem a statorem, které musí být dimenzovány na přechodné teplotní stavy při změnách zatížení a najíždění, tj. na snížení účinnosti, zejména u malých výkonů, kde jsou netěšnostní ztráty významné.

Požadavek maximální účinnosti je důležitý zejména u velkých výkonů, u nichž se investice vynaložené na zlepšení účinnosti velkým výkonem získaným navíc snadněji zaplatí, než je tomu u jednotek malého výkonu.

Z uvedeného vyplývá, že návrh parní turbíny různého výkonu, různého určení a na odlišné stavy páry se bude značně lišit. Pouze u běžných typů teplárenských strojů malého výkonu se vyrábí několik kusů stejného typu, jinak je výroba parních turbín typicky kusová.

Při návrhu parní turbíny je třeba učinit řadu předpokladů a předběžně volit řadu hodnot, které musí být detailnějším výpočtem ověřeny. S opravenými předpokládanými hodnotami je třeba výpočet opakovat a poměrně pracně se tak přibližovat k přijatelné shodě předpokladů a výsledků podrobného výpočtu. Pro tyto složité a časově náročné výpočty spojené s častým odečítáním z *i-s* diagramu je vhodné použít počítačových programů k tomu určených. Počítač nejen návrh parní turbíny urychlí, ale umožní, kromě výpočtového bodu, řešení i řady jiných zatížení a provozních stavů. [2], [3]

## **6.1. Volba vstupních parametrů páry**

Volba vstupního tlaku a teploty páry, případně teploty přehřáté páry, je především otázkou ekonomickou. Vysoký vstupní tlak a teplota dávají vysokou účinnost tepelného oběhu, ale o jejím využití rozhoduje účinnost parní turbíny závislá především na průtokovém objemu páry. Proto jsou vždy k malým výkonům přiřazovány nižší tlaky a naopak. Spolupůsobí tu kromě těchto důvodů také otázky cenové. Vstupní teplota páry má být u kondenzačních turbín volena s ohledem na koncovou vlhkost, u protitlakých na přehřátí protitlaké páry. Tyto okolnosti vedly na ustálení dvojice tlaků a teplot vstupní páry, které jsou normalizovány u nás v normách:

ČSN 080010 Kondenzační parní turbíny pro pohon elektrických generátorů.

ČSN 080031 Parní turbíny. Technické podmínky pro přejímku do provozu.

Jestliže je teplota páry na vstupu do turbíny nižší než asi 550 °C, lze celé zařízení provést z ferriticko-perlitického materiálu. Při vstupní teplotě 565 °C musí být poslední sekce přehříváku austenitická, u ostatních částí zařízení se vystačí s ocelovými méně legovanými. Protože austenitické materiály (molybdenem, kobaltem, wolframem, vanadem atd.) jsou podstatně dražší než ferriticko-perlitické a mají i jiné nepříznivé vlastnosti, vysoký součinitel tepelné roztažnosti, malou tepelnou vodivost a obtížnou technologii výroby, je rozhodnutí o teplotě vstupní páry otázkou ekonomickou, která musí být řešena ve vztahu k místním poměrům.

Teplota přehřáté páry se volí buď stejná jako u páry vstupní, nebo vyšší se zřetelem k využití vlastností materiálu při nižším tlaku; zřídka bývá nižší podle požadavků kotle.

Volba tlaků pro přehřívání páry je rovněž otázkou technicko-ekonomickou. Z hlediska čistě termodynamického lze optimální tlak pro přehřívání páry stanovit tak, aby účinnost přídavného cyklu byla nejen vyšší než cyklu základního, ale aby počáteční teplota páry před přehřívákem byla nejméně tak vysoká, jako střední teplota celého cyklu s přehříváním.

Volba protitlaku u protitlakých turbín se řídí požadavky tepelného konzumu. Každé zvýšení protitlaku, které není odůvodněno tlakovými ztrátami v pečlivě dimenzovaném potrubí, je neúčelné, snižuje zpracovaný spád v turbíně a tím výrobu elektrické energie.

U turbín kondenzačních záleží protitlak především na teplotě a množství chladicí vody, která je pro chlazení k dispozici. Pro středoevropské klimatické podmínky se obvykle předpokládá výpočtová vstupní teplota chladicí vody do kondenzátoru:

- u chlazení čerstvou chladicí vodou 8 až 15 °C,
- u ventilátorových chladičů 17 až 22 °C,
- u chladičích věží s přirozeným tahem 20 až 27 °C.

Koncový rozdíl teploty kondenzující páry a ohřáté chladicí vody musí být vyřešen rovněž na základě ekonomických úvah. [2], [3]

## 7. Možnosti, jak zvýšit hospodárnost tepelných centrál

Měřítkem hospodárnosti tepelné centrál je obecně výrobní cena jejích produktů, např. cena elektrické energie, cena tepla, cena dopravované vody nebo vzduchu a podobně. U tepelných centrál obecného typu, které mimo elektrickou energii vyrábějí ještě jiný druh energie, je otázka hospodárnosti obvykle složitý problém, protože mimo energetickou dokonalost musíme mít na zřeteli i pořizovací náklady, provozní bezpečnost apod. u kondenzačních elektráren, které vyrábějí jen elektrickou energii, se problém zjednodušuje. Zde se totiž pořizovací náklady pro to nebo ono uspořádání příliš neliší a rozhodující bývá hlavně energetické hledisko. Docházíme-li při volbě základních parametrů takovéto centrál k různým omezením, vyplývají tato omezení spíše z obtížnosti konstrukce a ze snahy po bezpečném provozu než z neúnosnosti pořizovacích nákladů. Činitelé, které mají vliv na hospodárnost centrál, zejména z hlediska výroby elektrické energie jsou hlavně:

1. Zvyšování teploty vstupní páry,
2. zvyšování tlaku vstupní páry,
3. snižování tlaku výstupní páry,
4. tepelný oběh s dvojí pracovní látkou,
5. mezipřehřívání páry,
6. ohřívání napájecí vody,
7. zvyšování termodynamické účinnosti turbíny a
8. typizace a normalizace parních turbín.

Zásahy 1. až 6. mají zvýšit termickou účinnost pracovního oběhu, zásahy 7. a 8. pak zkvalitnit práci a výrobu turbín.

V dalších kapitolách se však zabývám pouze prvními dvěma body a tedy zvyšování vstupních parametrů páry.

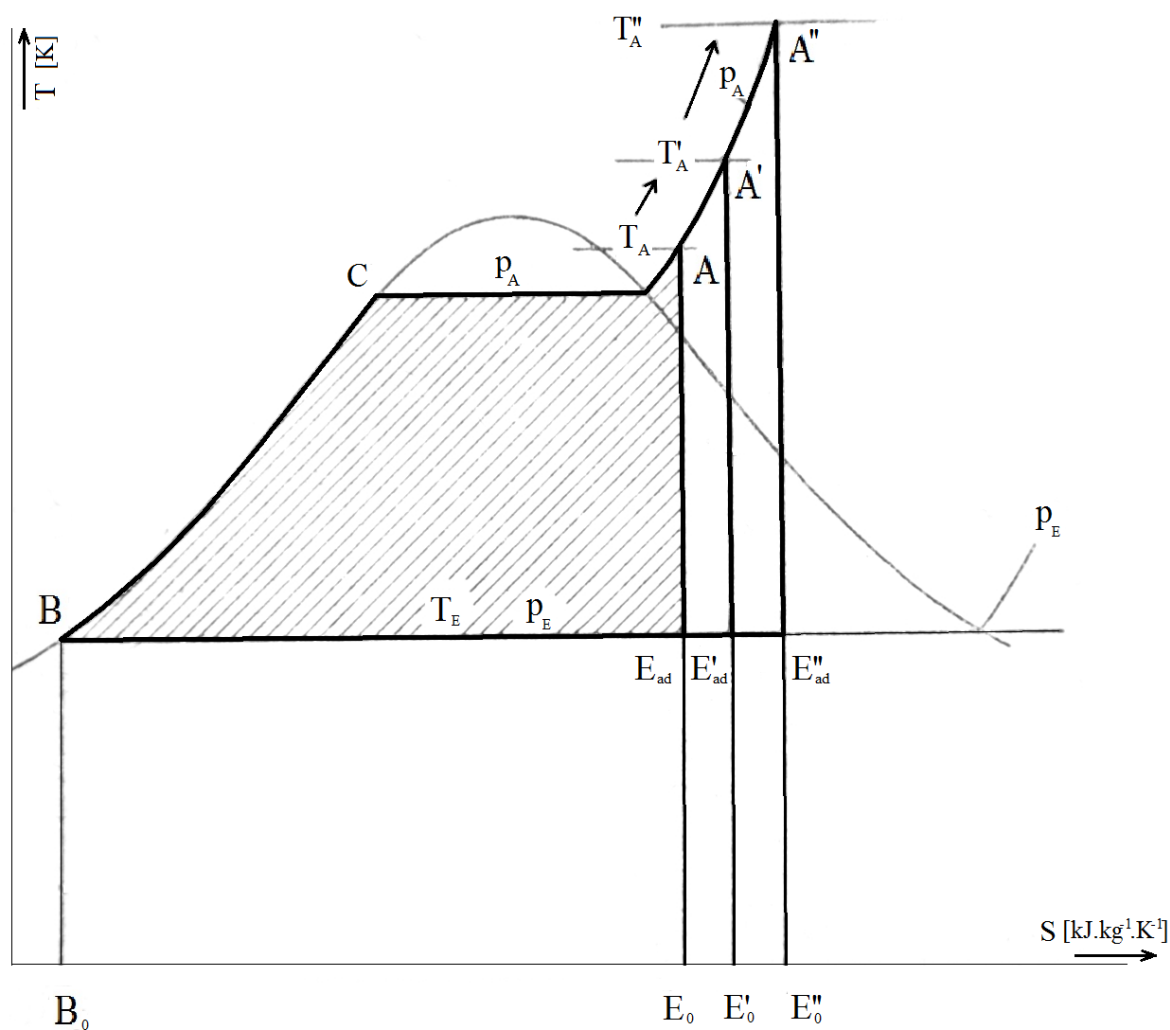
U kondenzačních centrál mají tyto činitelé obvykle přímý vliv na hospodárnost výroby, u tepelných centrál obecného typu pak jen na její energetickou stránku. Abychom posoudili celkovou hospodárnost, musíme zde uvážit i činitele hospodářské (hlavně pořizovací náklady), což je nutné i u kondenzačních centrál, rozhodujeme-li se pro nový, nebo neobvyklý typ uspořádání.

[1]

## 7.1. Zvyšování teploty vstupní páry

Jak je znázorněno na *obrázku 8.16.*, zlepšuje zvýšení teploty vstupní páry  $T_A$  při jejím daném tlaku  $p_A$  termickou účinnost pracovního oběhu. Platí, že:

$$\eta = \frac{\text{Plocha } BC AE_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 B C A E_0 B_0} < \eta'_{tad} = \frac{\text{Plocha } BC A'E'_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 B C A'E'_0 B_0} < \eta''_{tad} = \frac{\text{Plocha } BC A''E''_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 B C A''E''_0 B_0}$$



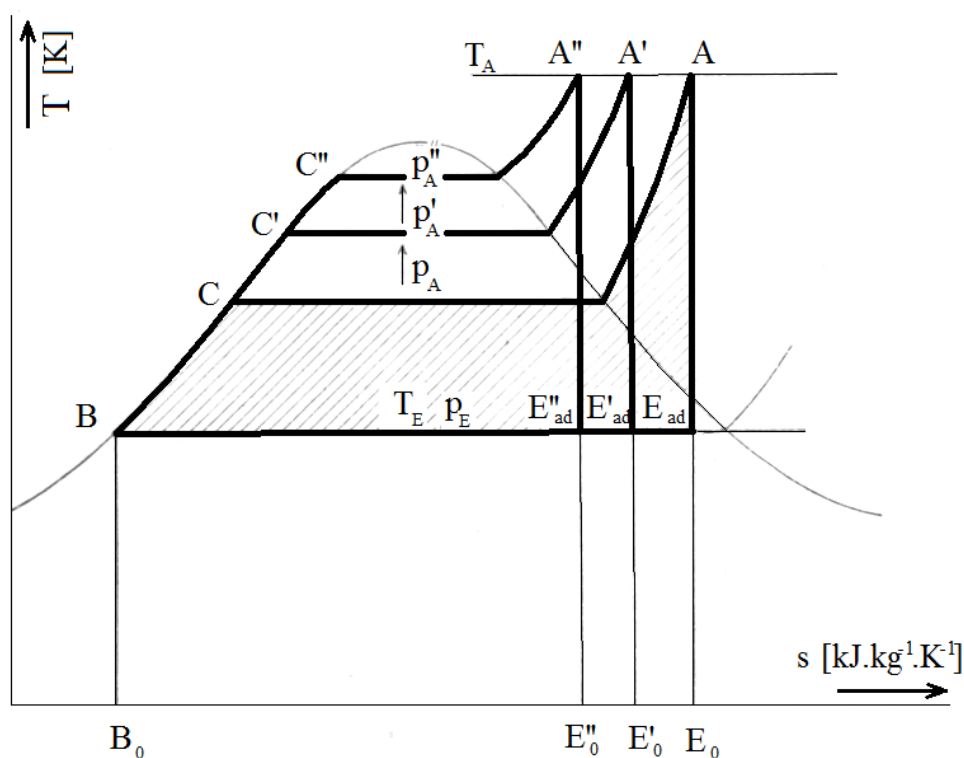
*Obrázek 8.16. Vliv zvyšování teploty vstupní páry na termickou účinnost pracovního oběhu.*

Podstatné zvýšení teploty vstupní páry vyžaduje především znalost výroby spolehlivých a levných materiálů. Zlepšení termické účinnosti pracovního oběhu, kterého můžeme dosáhnout zvyšováním teploty vstupní páry, bude tím větší, čím vyšší bude současně tlak páry. Což je zřejmé z diagramu T-s (*Obrázek 8.16.*), kde stejnému přírůstku teploty  $\Delta T_A$  přísluší při velkém  $p_A$  mnohem větší přírůstek tepelného spádu  $\Delta H_{ad}$  než při malém  $p_A$ . [1]

## 7.2. Zvyšování tlaku vstupní páry

Princip zlepšení termické účinnosti pracovního oběhu zvýšením tlaku vstupní páry  $p_A$  je zřejmý z obrázku 8.17. Platí, že:

$$\eta_{tad} = \frac{\text{Plocha } BC \, AE_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 \, BC \, AE_0B_0} < \eta'_{tad} = \frac{\text{Plocha } BC' \, A'E'_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 \, BC' \, A'E'_0B_0} < \eta''_{tad} = \frac{\text{Plocha } BC'' \, A''E''_{AD}B}{\text{Plocha } B_0 \, BC'' \, A''E''_0B_0}$$



Obrázek 8.17. Vliv zvyšování tlaku vstupní páry na termickou účinnost pracovního oběhu.

Zvyšování tlaku vstupní páry je ovšem také omezeno, a to jednak pevnostními ohledy při vysokých teplotách, jednak tím, že při něm vzrůstají některé ztráty, které mají vliv na celkovou účinnost centrály. První omezení lze obejít bohatým dimenzováním příslušných částí, které ovšem opět poněkud zvyšuje cenu zařízení, druhé omezení je citlivější a je dáno zhruba těmito okolnostmi:

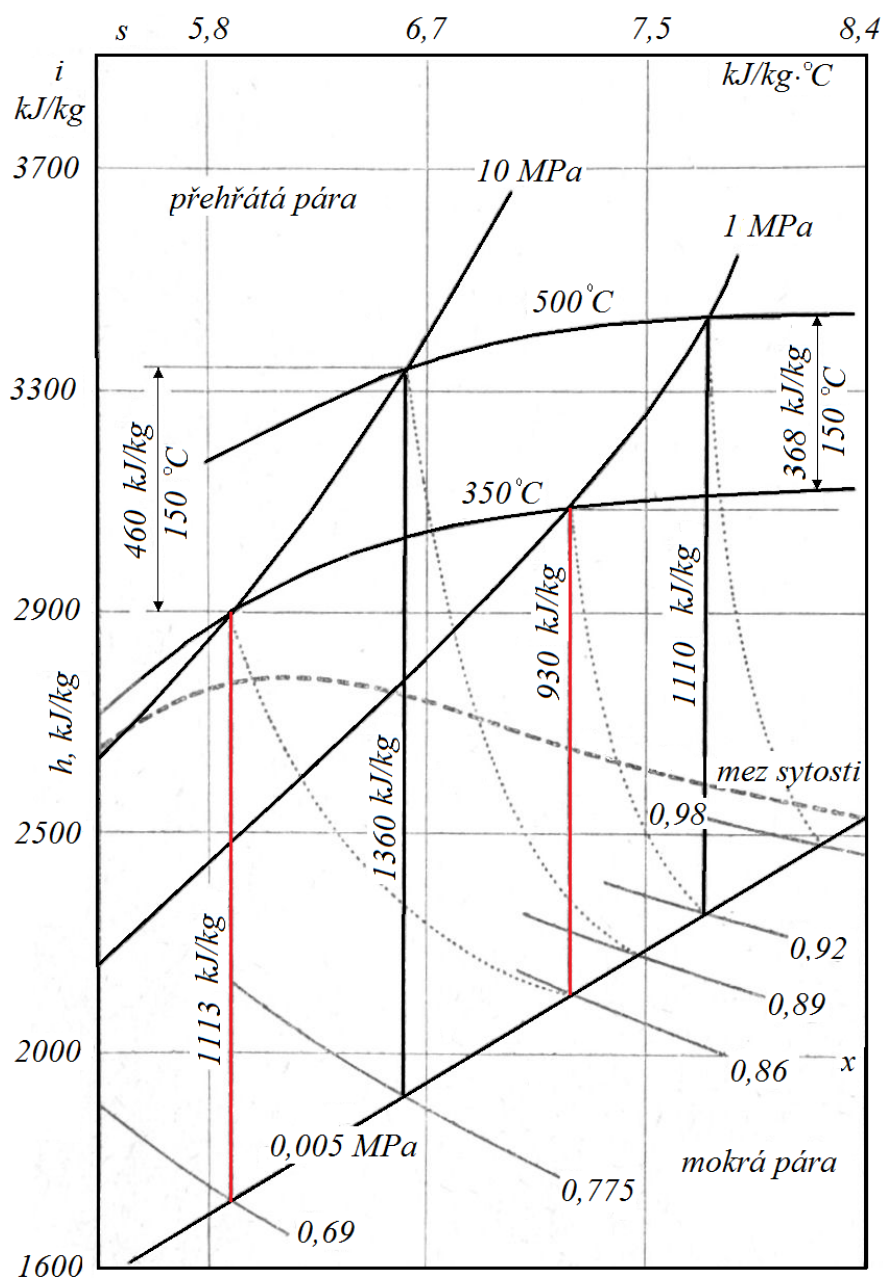
pára vysokého tlaku má malý měrný objem; u strojů menšího výkonu vycházejí pak velmi malé průtokové objemy, krátké lopatky, a tedy značné *ztráty okrajové*. Mimo to se u vysokých tlaků zvyšují *ztráty vnitřní* a *vnější netěsnosti*.

Zvyšujeme-li tlak vstupní páry při její konstantní teplotě a při stálém tlaku páry výstupní, probíhá podle obrázku 8.18. vždy větší část expanze v oblasti mokré páry. To má nepříznivý vliv jak na termodynamickou účinnost turíny (rostou ztráty vlhkostí páry), tak na trvanlivost stroje

(více se uplatňuje erosivní vliv vodních kapek v posledních stupních). Zvyšování tlaku vstupní páry musí být proto provázáno vždy zvyšování její teploty, protože tím se naopak vlhkost páry v posledních stupních zmenšuje (Obrázek 8.16.).

Při vysokých tlacích vyráběné páry se značně zvyšuje potřebný příkon napáječek, které pracují jednak s větší dopravní výškou, jednak s horší objemovou účinností.

Z těchto úvah vyplývá, že pro danou vstupní teplotu páry a daný tlak páry výstupní bude existovat pro každou velikost turbíny určitý optimální tlak vstupní páry.



Obrázek 8.18. Vliv zvyšování tlaku páry na vlhkost páry v posledních stupních turbíny. [1]

## PRAKTICKÁ ČÁST

---

### 8. Teplárna Olomouc před rekonstrukcí

Teplárna Olomouc, dále jen TOL, je hlavním dodavatelem tepla pro město Olomouc. Před rokem 1996 byl stav v TOL takový, že pro výrobu tepla sloužil základní závod TOL, kde byly k dispozici 2 kotle K3 a K4 o výkonech 80/90 t/h a dva kotle K1 a K2 staršího provedení o nízké účinnosti a výkonech 40 t/h a 50 t/h. Turbína TG1 s hltností jen 60 t/h a s výkonem 6,7 MW pracuje do protitlaku. Kromě využití páry u TG1 je veškerá pára redukována a dodávána odběratelům.

Pro zajištění dodávek tepla hlavně v zimním období jsou vybudovány na ŠVOL (Špičková Výtopna Olomouc) 4 kotle o výkonech po 75 t/h a jeden mobilní kotel s výkonem 25 t/h. Tyto kotle slouží na pokrytí špiček hlavně v zimním období.

Kromě dodávek tepla bylo možno vyrobit cca 45 000 MWh el. energie za rok a po pokrytí vlastní spotřeby energie dodat do sítě přibližně 30 000 MWh el. energie. Tržba za el. energii při průměrné ceně energie 1000 Kč/MWh (špičková, VT, NT a stálý plat za výkon) byla vypočtena na částku kolem 30 mil. Kč.

Množství tepla v oblasti Olomouc lze srovnat s množstvím i charakterem výroby s dodávkami ve městě Přerov, kde využívání kombinované výroby tepla a el. energie bylo na daleko vyšší úrovni a po uvedení do provozu nového TG o výkonu 41 MW se rozdíly v efektivnosti využití energie ještě prohloubily. Rekonstrukce TOL byla tedy z těchto a mnoha dalších důvodů, rozebíraných později, nevyhnutelná. [14]



## 9. Návrhy možných řešení pro rekonstrukci

### 9.1. První krok

V srpnu roku 1995 byly dokončeny studie a příprava materiálů k modernizaci TOL. Vycházelo se ze základní filozofie řešení, že část provozních zařízení zůstane zachována a na místě zastaralých kotlů K1 a K2 se postaví nový kotel s progresivní a moderní technologií spalování ve fluidní vrstvě, s výkonem 170 t/h, označen jako K5. Nová turbína, označena jako TG5, měla pracovat jako protitlaká s jedním regulovaným odběrem a protitlakem 0,08 až 0,4 MPa. Provoz protitlaku byl uvažován tak, že v letním období, kdy dodávky tepla z horkovodu budou činit asi jen 10 MW, bude teplo z kogenerační jednotky pro ohřev vody do horkovodu ochlazován v suchých chladičích a tím i v letním období bude možno docílit plný výkon TG. Uvažovalo se s kapacitou chladičů až 50 MW tepelného výkonu. K3 (případně K4) měl být rekonstruován na spalování černého paliva tak, aby byly dodrženy i u tohoto kotle emisní limity.

Z praktického hlediska byly zvoleny parametry páry u nového zařízení kompatibilní se stávajícím provozem (*PŘÍLOHA č. 2: schéma TOL + ŠVOL krok 1.*), takže nové i staré zařízení (K3) mělo mít tlak 5,85 MPa a teplotu 485 °C. Nový K5 a stávající K3 pracují do společného parovodu a tím, že v provozu zůstává i stávající TG1, je možnost při poruchách TG provozovat TG1, nebo TG5 samostatně.

Základní zatížení dodávek tepla i výroby elektrické energie v tomto kroku převezme nový moderní kotel a nová turbína, které budou v provozu po celý rok. Při zvýšení odběru v přechodovém období a v zimě se uvede do provozu K3 a protitlaká TG1. V zimním období budou dále třeba uvést do provozu i kotle ve Špičkové Výtopně. Nový kotel K5 a rekonstruovaný K3 včetně ŠVOL jsou pak schopny zajistit veškeré dodávky v páře i horkovodu po celý rok.

Celková výroba el. energie byla vypočtena na 112 000 MWh/rok v roce 2000 a v roce 2010 až 130 000 MWh/rok.

Oproti původnímu stavu, při plném pokrytí dodávek tepla, se vyrobí až trojnásobek el. energie.

Při kalkulaci, za předpokladu, že prodejní cena el. energie bude 1 000 Kč za jednu MWh, byla vypočtena tržba za el. energii, po odečtení pokrytí vlastní spotřeby el. energie ve výši 25 000 MWh, celkem:

108 mil. Kč.

## 9.2. Druhý krok

Dne 21.8. 1995 byla požádána o vyjádření k návrhu technického řešení výstavby kotle K5 TOL skupina odborníků společnosti MST.

Po prostudování materiálů *Ing. Zagata* a *Ing. Bartolčic* dospěli k názoru, že nové moderní zařízení, které bude sloužit dalších 50 let, by mělo mít modernější a tedy vyššími parametry. Šlo především o:

- zvýšení parametrů přehřáté páry,
- zvýšení využití adiabatického spádu TG5.

Na základě tohoto, v průběhu září 1995 pověřil *Dr. Ing. Biloš* projednat připomínky na technické úrovni s technickým odborem. Společně s *Ing. Durčákem* a *Ing. Pukovcem* provedli *Ing. Zagata* a *Ing. Bartolčic* několik variant výpočtů a prokázalo se, že stavět nové zařízení se zastaralými parametry není únosné a že je třeba původní návrh změnit. Protože v uvedené době již byly připraveny veškeré podklady pro nabídkové řízení a bylo třeba změnit základní údaje v uvedených podkladech, byl problém řešen přímo u ředitele *Ing. Březiny*, který rozhodl, že pro nabídkové řízení se zvýší v zadání teplota přehřáté páry z původních 485 °C na 530 °C a že se zruší v podkladech nabídkového řízení u TG5 termín „protitlaku“ a ponechá se na dodavatelích, zda se přikloní k původnímu návrhu z 1. kroku, nebo budou navrhovat již turbínu kondenzační (např. s potlačenou kondenzací na 0,01 MPa, nebo i níže).

Z hlediska využití adiabatického spádu u NT části turbíny by bylo pro výrobce lepší se přiklonit v nabídce spíše ke kondenzačnímu provozu TG, protože výkon kondenzace zůstává přibližně stejný jako u 1. kroku.

Za předpokladu respektování veškerých dodávek jako v 1. kroku nastanou vlivem zvýšení teploty vstupní páry u TG5 tyto změny:

- u VT části se zvyšuje výkon z původní hodnoty 18,3 MW na 19,7 MW,
- u NT části z původní hodnoty 8,5 MW na 13,9 MW.

Celkový výkon TG5 se zvyšuje z původních 26,8 MW na 33,6 MW.

Při stejném postupu výpočet výroby el. energie vychází 189 000 MWh/rok, a je o 50% vyšší než u původního návrhu z kroku č. 1.

Uvedené údaje v tomto kroku byly obsaženy v materiálech, které byly předány potenciálním dodavatelům v nabídkovém řízení.

Zařízení K3 (případně K4) a ŠVOL do provozu v přechodovém a zimním období zůstává stejné jako u kroku č. 1.

Při kalkulaci, že prodejní cena el. energie bude 1000 Kč/MW, byla vypočtena tržba za el. energii (při odečtení 30 000 MWh pro vlastní spotřebu):

159 mil. Kč/rok.

Tržby za teplo zůstávají nezměněny. Tržby za el. energii jsou oproti prvnímu kroku o 50 mil. Kč/rok vyšší.

Zvýšením teploty vstupní páry o 45 °C lze tedy docílit větší využitelnosti adiabatického spádu, což má jednoznačně pozitivní důsledek na zvýšení výkonu generátoru a tedy na množství vyrobené el. energie.

Popsané změny však v TOL nelze realizovat z důvodu příliš vysoké teploty na průmyslovém odběru úrovně 1 MPa (*PŘÍLOHA č. 1: i-s diagram*), která dosahuje až 350 °C. Požadovaná teplota páry na průmyslovém odběru úrovně 1 MPa je však pouze 230 °C. Takovýto provoz by přinášel velké tepelné ztráty v parovodech a podstatně by se zhoršila ekonomie provozu.

Bylo tedy nutné vynaložit úsilí a nalézt jiné řešení rekonstrukce.

### 9.3. Třetí krok

Pro ještě větší využití instalovaného zařízení a hlavně pro snížení teploty odběrové páry průmyslového odběru 1 MPa, je nutné se zvyšováním teploty přehřáté páry na vstupu do turbíny zvýšit i její tlak.

Na základě uvedeného se znovu provedla podrobná analýza i-s diagramu, ze kterého se jeví jako nejlepší varianta, že u nového kotle bude třeba při stejném výkonu kotle 170 t/h, dále zvýšit výkon TG zvýšením vstupních parametrů páry na výstupu z kotle a navrhli zvýšit tlak na 13,9 MPa a teplotu na 540 °C.

Změnou vstupních parametrů u TG se podstatně zvyšuje výkon VT části (o 6 MW proti druhému kroku) a docílí výkonu u VT části 25,7 MW, u NT části výkonu 12,2 MW a celkový výkon nové turbíny stoupne na 38 MW. Při zvyšování tlaku a teploty na světové parametry je nejdůležitější to, že výkon VT části bude využíván po celý rok, což má rozhodující vliv na výrobu elektrické energie. Maximální výkon kondenzace zůstává na úrovni 1. kroku - okolo 45 MW. Celá situace je naznačena na blokovém zapojení (*PŘÍLOHA č. 3: schéma TOL + ŠVOL krok 3.*).

Celková výroba elektrické energie se zvýší na 265 000 MWh/rok.

Při ceně el. energie 1 000 Kč/MWh a po odečtení 40 000 MWh/rok pro vlastní spotřebu se zvýší tržba za vyrobenou el. energii na:

225 mil. Kč/rok.

U tohoto kroku je však úplně upuštěno od záměru kompatibility starého a nového provozu! K5 a TG5 bude muset být vybudován jako samostatný blok s tím, že odběry budou pracovat do společného systému. Základní zatížení převezme na sebe nový blok K5 a TG5 tak, jak se uvažovalo u ostatních kroků. K3 a ŠVOL bude nasazován podle odebíraného tepelného výkonu. Využití K3 se zvýší ze 4 000 na 5 000 provozních hodin.

## 9.4. Čtvrtý krok

Tento krok vychází z toho, že na TOL již byla přijata koncepce s vysokotlakým K5 a TG5 o výkonu 170 t/h a bude rekonstruován jeden kotel se stávajícími vstupními parametry páry a bude provozován TG1. Parametry zůstávají stejné, jako u třetího kroku, ale změny se využívání hlavního zařízení takto:

Kotel č. K3 a TG1 bude v provozu po celý rok a celé letní období bude zabezpečovat dodávky tepla. Kotel K5 a TG5 bude pracovat celé letní období s uzavřeným odběrem páry 1,0 MPa a budou využívány jen odběry 0,4 MPa a 0,08 MPa pro vlastní spotřebu tepla a regeneraci napájecí vody. Z vyrobeného množství páry 170 t/h bude využito v odběrech 44 t/h páry, ostatní pára v množství 126 t/h půjde do kondenzátoru. Výkon kondenzátoru bude třeba zvýšit oproti kroku č. 1 o 50 %, protože bude třeba provést kondenzaci 76 MW tepla. Proti kroku č. 3 je jediná změna v tom, že se zvětší kondenzátor páry. Jako u všech ostatních variant se znovu počítá s tlakem v kondenzátoru 0,01 MPa.

Uvedenou změnou řízení provozu lze maximálně využít instalovaný výkon a při stejném výkonu K5, zajistit u TG5 již 46 MW výkonu a společně s výkonem TG1 a K3 zvýšit celkový výkon TOL na 52 MW<sub>el</sub>.

S tímto samozřejmě souvisí i množství vyrobené el. energie, které v tomto případě je již 335 000 MWh/rok. Po odečtení vlastní spotřeby 50 000 MWh/rok se předpokládané tržby zvednou na:

285 mil./rok.

Což je skoro dvojnásobek 2. kroku.

## 10. Rekapitulace předchozích kroků

Tabulka č. 1. Parametry, výkony a tržby za vyrobenou el. energii všech navržených kroků 1-4.

	počáteční stav	1. krok	2. krok	3. krok	4. krok
K3 - výkon v t/h	85	85	85	85	85
- tlak v MPa	5,85	5,85	5,85	5,85	5,85
- teplota v °C	485	485	485	485	485
K5 - výkon v t/h	-	170	170	170	170
- tlak v MPa	-	5,85	5,85	13,9	13,9
- teplota	-	485	530	540	540
TG1 - výkon v MW	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
TG5 - výkon v MW	-	26	33	38	46
el. výkon celkem MW	6,7	32	39	44	52
výroba el. MWh/rok	45 000	133 000	189 000	265 000	335 000
vl. spotřeba MWh/rok	15 000	25 000	30 000	40 000	50 000
dodávka el. MWh/rok	30 000	108 000	159 000	225 000	285 000
tržby v mil. Kč/rok	30	108	159	225	285

Poznámka: U tržeb ve výše uvedené tabulce se jedná pouze o tržby za elektrickou energii. Tržby za teplo efektivnost výroby dále zvyšují.

Grafické znázornění využitelnosti adiabatického spádu pro jednotlivé kroky je naznačeno na i-s diagramu v příloze č. 1. Pro porovnání se uvažuje u všech čtyř kroků se stejnou termodynamickou účinností turbíny 0,87. Na i-s diagramu je pak jasně patrné, jaký vliv má zvýšení tlaku a teploty páry vstupující do turbíny na celkovém využitelném tepelném spádu.

Růsty tržeb společně se zvyšujícím se výkonem TG5 jsou rovněž umístěny v příloze č. 4.

Jednotlivé návrhy řešení se zaměřují pouze na technické vazby a možnosti s ohledem na účinnost a využití energie a zařízení. Chybí zde údaje o investičních nárocích na změnu technických parametrů a přizpůsobení nového zařízení provozu.

Každý krok vychází ze stejné výkonové základny kotle K5, který má výkon 170 t/h a K3 o výkonu 85 t/h. Každý krok vychází rovněž z toho, že základním úkolem je zabezpečení tepla odběratelům a proto i diagramy dodávek tepla a krytí potřeb tepla jsou stejné pro každou variantu.

Pokud hledáme variantu, jak použít nejmodernější pokrokovou technologii v teplárenském provozu, dojdeme ke konečnému využívání přednostně podle kroku číslo 3, kde předpokládáme

celoročně využívat především zařízení s nejvyšší účinností a tím je provozovat K5 a novou turbínu TG5.

Návrh kroku číslo 3 a 4 má takové parametry, se kterými se může TOL prezentovat v nadcházejících několika desetiletích a přitom si neuzavírá dveře před budoucí rekonstrukcí K3 a TG1 s vyššími tlaky a teplotami. Tím se dosáhne na sjednocené (kompatibilní) parametry celého provozu, ale nebudou se muset přizpůsobovat nové zařízení zastaralému provozu.

Protitlaká turbína pro zajištění celoročních základních potřeb tepla a odběrová kondenzační turbína, která má možnost vysoké variability, společně tvoří ideální celek. Podle podmínek v přenosové soustavě lze využívat výkon TG přednostně k dodávkám el. energie, nebo se zaměřit na dodávky tepla a minimalizovat el. výkon v mimošpičkovém období. Dává se možnost využívání akumulace tepla v horkovodním systému, je k dispozici velký špičkový výkon s nízkými parametry páry na ŠVOL, který lze využít pro zařízení dodávek tepla, ale i při výrobě špičkové el. energie.

Z hlediska ekologického je výhodnější při stejné spotřebě paliva vyrobit více energie v teple a elektřině, než v případě turbíny s nízkými parametry.

## **11. Kritické body řešení**

### **Odpadní teplo:**

Krok 3. a 4. vychází z řešení odběrové kondenzační turbíny TG5 se zhoršeným vakuem. Odváděný kondenzační výkon činí 45 - 76 MW při teplotě kondenzátu 46 °C. Pro odvod tepla jsou vzhledem k lokalitě uvnitř města a omezené možnosti využít chladicí vodu z řeky Moravy možná dvě zásadní řešení:

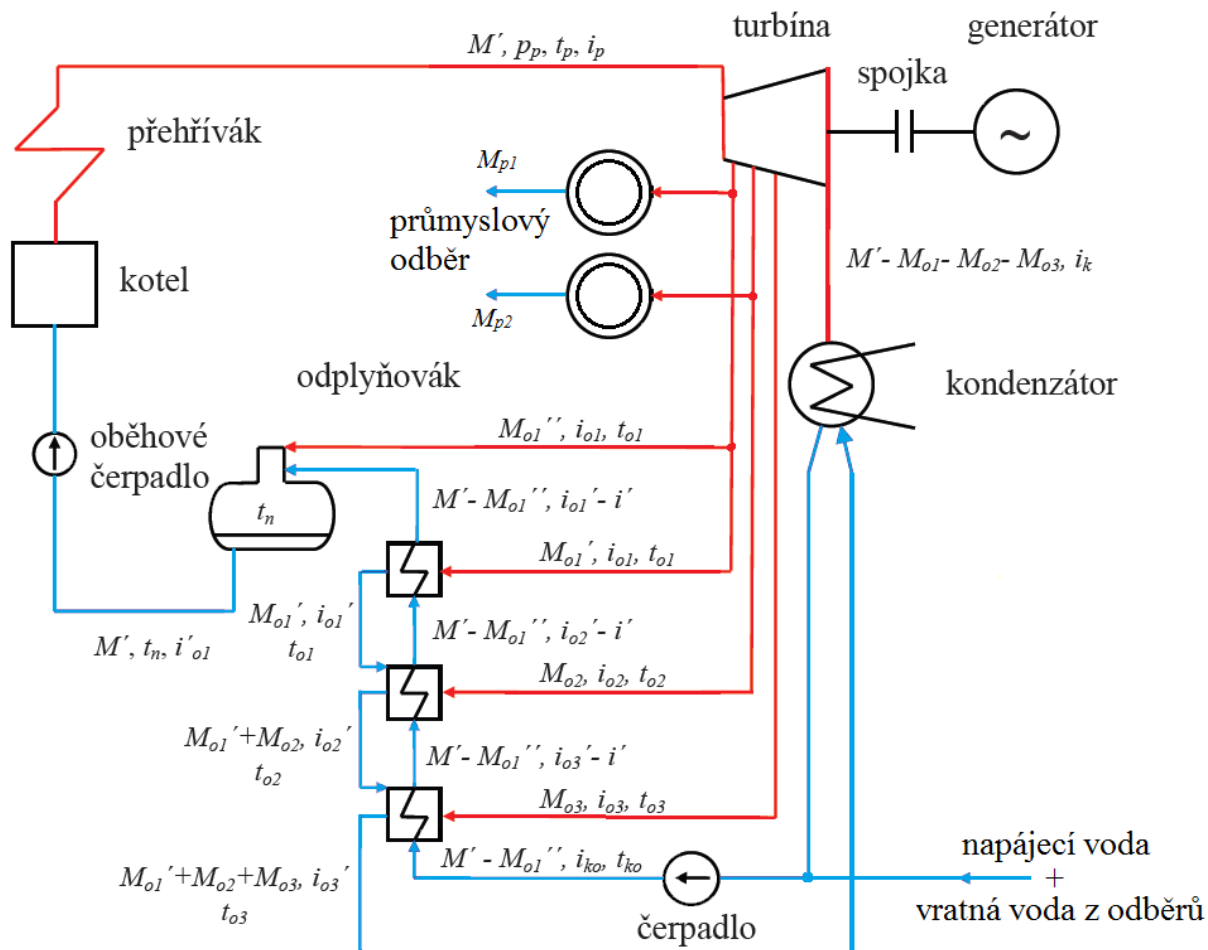
Pro vodní cirkulační chlazení nepřípadá v úvahu použití věže s přirozeným tahem (městská lokalita) a je nutno použít několik mokrých chladících věží s nuceným tahem pomocí ventilátoru, umístěných dispozičně na střeše. Nezanedbatelná je spotřeba přídavné vody, vzniklá odparem a únosem z chladicí věže. Je tedy nutno mít k dispozici dostatek vody.

Pro suché chlazení je vzhledem k požadovanému vakuu (0,01 MPa) vhodný systém vzduchové kondenzace. Technicky je toto řešení bez problémů. Cenově vychází 2krát až 3krát dražší než vodní chlazení a dispozičně vyžaduje více prostoru.

Vzhledem k výše uvedeným skutečnostem je nutno, aby dodavatel zvážil veškerá provozní a ekologická omezení v oblasti odvedení kondenzačního výkonu a zvolil si odpovídající řešení. Toto je pak nutno posoudit z hlediska ekonomického a ekologického.

## 12. Výpočet účinnosti TOL

Výpočet účinnosti pro třetí krok návrhu rekonstrukce v letním období, kdy průmyslový odběr činí  $0 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ . Jedná se o limitní stav s nejnižší účinností:



Obr. 11.19. Zjednodušené (blokové) schéma TOL s novým TG5, průmyslovými odběry a regeneračním ohřevem napájecí vody.

Zadané hodnoty:

Suchost páry na výstupu z turbíny  
 Účinnost kotle  
 Účinnost potrubí  
 Účinnost na spojce (mechanická)  
 Účinnost generátoru  
 El. výkon (brutto) na svorkách generátoru  
 Výhřevnost paliva (černé uhlí)

$x = 0,86$   
 $\eta_{kot} = 0,85$   
 $\eta_{pot} = 0,98$   
 $\eta_m = 0,96$   
 $\eta_g = 0,97$   
 $P_{el} = 38 \text{ MW}$   
 $k_v = 19 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Účinnost regeneračního ohříváku	$\eta_o = 0,94$
Změna teploty pracovního média (vody) v ohříváku	$\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota napájecí vody při vstupu do kotle	$t_n = 170\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota a tlak přehřáté páry na vstupu do turbíny	$t_p = 540\text{ }^{\circ}\text{C}, \quad p_p = 13,9\text{ MPa}$
Teplota páry prvního odběru (dána odběrem)	$t_{o1} = 230\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota páry druhého odběru (dána odběrem)	$t_{o2} = 156\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota páry třetího odběru (dána turbínou)	$t_{o3} = 93\text{ }^{\circ}\text{C}$
Teplota páry na kondenzátoru (dána turbínou)	$t_{ko} = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$
Průmyslový odběr páry (letní provoz)	$M_{p1}, M_{p2} = 0\text{ (t}\cdot\text{h}^{-1})$

### Řešení

V parních tabulkách vody jsem k tlakům v odběrech našel příslušné entalpie (linearizací dvou nejbližších bodů tabulky):

$\Delta t = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$	$i' = 42\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{o1} = 1\text{ MPa}$	$i_{o1}' = 763\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{o2} = 0,4\text{ MPa}$	$i_{o2}' = 600\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{o3} = 0,08\text{ MPa}$	$i_{o3}' = 390\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{ko} = 0,01\text{ MPa}$	$i_{ko}' = 189\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

Z i-s diagramu (PŘÍLOHA č. 1: i-s diagram) jsem dále určil entalpie přehřáté páry ( $p_p, t_p$ ) a páry na výstupu z turbíny ( $p_k, x$ ):

$$i_p = 3435\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} \quad i_k = 2250\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Nalezené body leží v i-s diagramu na křivce popisující polytropní děj. Entalpii přehřáté páry v jednotlivých odběrech jsem našel jako průsečíky polytropy (úsečka  $i_p - i_k$ ) s izobarami o tlacích páry v jednotlivých odběrech ( $p_{o1}, p_{o2}$  a  $p_{o3}$ ):

$p_{o1} = 1\text{ MPa}$	$i_{o1} = 2875\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{o2} = 0,4\text{ MPa}$	$i_{o2} = 2725\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
$p_{o3} = 0,08\text{ MPa}$	$i_{o3} = 2500\text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

Podíly nezužitého tepelného spádu:

$$\mu_{o1} = \frac{i_{o1} - i_k}{i_p - i_k} = \frac{2875 - 2250}{3435 - 2250} = 0,527$$

$$\mu_{o2} = \frac{i_{o2} - i_k}{i_p - i_k} = \frac{2725 - 2250}{3435 - 2250} = 0,401$$



$$\mu_{o3} = \frac{i_{o3} - i_k}{i_p - i_k} = \frac{2500 - 2250}{1185} = 0,211$$

Množství páry pro turbínu – při neuvažování odběrů:

$$M = \frac{3600 \cdot P_{el}}{(i_p - i_k) \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{3600 \cdot 38}{1185 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = 123,97 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Množství páry pro odplynění – vycházím z tepelné bilance v odplyněvacíku:

$$Q_{odpvs} = Q_{odpvys} \quad - \text{zanedbávám ztráty v odplyněvacíku, účinnost 100 \%}$$

$$(M' - M'_{o1}) \cdot (i'_{o5} - i') + M''_{o1} \cdot i_{o1} = M' \cdot i'_{o1}$$

$$M''_{o1} = \frac{i'_{o1} + i' - i'_{o1}}{i_{o1} + i' - i'_{o1}} \cdot M' = \alpha''_{o1} \cdot M' \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}; \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}, \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}, \text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$$

$$\alpha''_{o1} = \frac{i'}{i_{o1} - i'_{o1} + i'} = \frac{42}{2875 - 763 + 42} = 0,0195 \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}; -, \text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$$

Množství páry pro 1. ohřívák – vycházím z tepelné bilance ohříváku:

$$Q_{o1vs} \cdot \eta_o = Q_{o1vys}$$

$$M'_{o1} \cdot (i_{o1} - i'_{o1}) \cdot \eta_o = (M' - M''_{o1}) \cdot [(i'_{o1} - i') - (i'_{o2} - i')] \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}, \text{J} \cdot \text{kg}^{-1}; \text{kg} \cdot \text{h}^{-1}, \text{J} \cdot \text{kg}^{-1})$$

$$M_{o1} = \frac{\alpha''_{o1} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) + (i'_{o1} - i'_{o2})}{(i_{o1} - i'_{o1}) \cdot \eta_o} \cdot M' = \alpha'_{o1} \cdot M' \quad (\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}; -, \text{kg} \cdot \text{h}^{-1})$$

$$\alpha'_{o1} = \frac{\alpha''_{o1} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) + (i'_{o1} - i'_{o2})}{(i_{o1} - i'_{o1}) \cdot \eta_o} = \frac{0,0195 \cdot (600 - 763) + (763 - 600)}{(2875 - 763) \cdot 0,94} = 0,081$$

Množství páry pro 1. odběr:

$$\alpha_{o1} = \alpha'_{o1} + \alpha''_{o1} = 0,101$$

Množství páry pro 2. ohřívák – vycházím z tepelné bilance ohříváku:

$$Q_{o2vs} \cdot \eta_o = Q_{o2vys}$$

$$[M_{o2} \cdot i_{o2} + M'_{o1} \cdot i'_{o1} - (M'_{o1} + M_{o2}) \cdot i'_{o2}] \cdot \eta_o = (M' - M''_{o1}) \cdot [(i'_{o1} - i') - (i'_{o2} - i')]$$

$$M_{o2} = \frac{M_{o1} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) \cdot \eta_o + M' \cdot (i'_{o2} - i'_{o3})}{(i_{o2} - i'_{o2}) \cdot \eta_o}$$

$$M_{o2} = \frac{\alpha'_{o1} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) \cdot \eta_o + (1 - \alpha''_{o1}) \cdot (i'_{o2} - i'_{o3})}{(i_{o2} - i'_{o2}) \cdot \eta_o} \cdot M' = \alpha_{o2} \cdot M'$$

$$\alpha_{o2} = \frac{\alpha'_{o1} \cdot (i'_{o2} - i'_{o1}) \cdot \eta_o + (1 - \alpha'_{o1}) \cdot (i'_{o2} - i'_{o3})}{(i_{o2} - i'_{o2}) \cdot \eta_o} =$$

$$= \frac{0,081 \cdot (600 - 763) \cdot 0,94 + (1 - 0,0195) \cdot (600 - 390)}{(2725 - 600) \cdot 0,94} = 0,097$$

Množství páry pro 3. ohřívák – vycházím z tepelné bilance ohříváku:

$$Q_{o3vs} \cdot \eta_o = Q_{o3vys}$$

$$[M_{o3} \cdot i_{o3} + (M'_{o1} + M_{o2}) \cdot i'_{o2} - (M'_{o1} + M_{o2} + M_{o3}) \cdot i'_{o3}] \cdot \eta_o = (M' - M''_{o1}) \cdot [(i'_{o3} - i') - i_{ko}]$$

$$M_{o3} = \frac{(M'_{o1} + M_{o2}) \cdot (i'_{o3} - i'_{o2}) \cdot \eta_o + (M' - M''_{o1}) \cdot (i'_{o3} - i' - i_{ko})}{(i_{o3} - i'_{o3}) \cdot \eta_o}$$

$$M_{o3} = \frac{(\alpha'_{o1} + \alpha_{o2}) \cdot (i'_{o3} - i'_{o2}) \cdot \eta_o + (1 - \alpha''_{o1}) \cdot (i'_{o3} - i' - i_{ko})}{(i_{o3} - i'_{o3}) \cdot \eta_o} \cdot M' = \alpha_{o3} \cdot M'$$

$$\alpha_{o3} = \frac{(\alpha'_{o1} + \alpha_{o2}) \cdot (i'_{o3} - i'_{o2}) \cdot \eta_o + (1 - \alpha'_{o1}) \cdot (i'_{o3} - i' - i_{ko})}{(i_{o3} - i'_{o3}) \cdot \eta_o}$$

$$\alpha_{o3} = \frac{(0,081 + 0,097) \cdot (390 - 600) \cdot 0,94 + (1 - 0,081) \cdot (390 - 42 - 189)}{(2500 - 390) \cdot 0,94} = 0,073$$

Celkové množství páry vstupující do turbíny (bez uvažování průmyslových odběrů):

$$M' = \frac{M}{1 - \mu_{o1} \cdot (\alpha'_{o1} + \alpha''_{o1}) - \mu_{o2} \cdot \alpha_{o2} - \mu_{o3} \cdot \alpha_{o3}}$$

$$M' = \frac{102,3}{1 - 0,527 \cdot (0,081 + 0,0195) - 0,401 \cdot 0,097 - 0,211 \cdot 0,073} = 114,59 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Teplo pro turbínu:

$$Q = M' \cdot \left[ i_p - i_k - \sum_{j=1}^7 \alpha_{oj} \cdot (i_{oj} - i_k) \right]$$

$$Q = M' \cdot [(i_p - i_k) - \alpha_{o1} \cdot (i_{o1} - i_k) - \alpha_{o2} \cdot (i_{o2} - i_k) - \alpha_{o3} \cdot (i_{o3} - i_k)]$$

$$Q = 114,59 \cdot [(3435 - 2250) - 0,101 \cdot (2875 - 2250) - 0,097 \cdot (2725 - 2250) - 0,073 \cdot (2500 - 2250)] = 121,18 \text{ GJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Teplo dodané kotlem:

$$Q_{\text{kot}} = \frac{M' \cdot (i_p - i'_{o1})}{\eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}}} = \frac{114,59 \cdot (3435 - 763)}{0,85 \cdot 0,98} = 367,57 \text{ GJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Měrné teplo dodané kotlem:

$$q_{\text{kot}} = \frac{Q_{\text{kot}}}{Pe} = \frac{367,57}{38} = 9,67 \text{ GJ} \cdot (\text{MWh})^{-1}$$

Tepelná účinnost elektrárny s regeneračním ohřevem:

$$\eta_t = \frac{Q}{M' \cdot (i_p - i'_{o1})} = \frac{i_p - i_k}{i_p - i'_{o1}} \cdot \left( 1 - \sum_{j=1}^3 \alpha_{oj} \cdot \mu_{oj} \right)$$

$$\eta_t = \frac{i_p - i_k}{i_p - i'_{o1}} \cdot [1 - (\alpha_{o1} \cdot \mu_{o1} + \alpha_{o2} \cdot \mu_{o2} + \alpha_{o3} \cdot \mu_{o3})]$$

$$\eta_t = \frac{3435 - 2250}{3435 - 763} \cdot [1 - (0,101 \cdot 0,527 + 0,097 \cdot 0,401 + 0,073 \cdot 0,211)] = 0,3958 \approx \underline{\underline{39,58 \%}}$$

Celková účinnost elektrárny:

$$\eta_t = \eta_t \cdot \eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 0,3958 \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 = 0,307 = \underline{\underline{30,7 \%}}$$

### Hodnoty pro Sankeyův diagram:

Ztráty:

Kotel  $q'_{\text{kot}} = (1 - \eta_{\text{kot}}) = (1 - 0,85) = 0,15 \approx 15 \%$

Potrubí  $q'_{\text{pot}} = (1 - \eta_{\text{pot}}) \cdot \eta_{\text{kot}} = (1 - 0,98) \cdot 0,85 = 0,017 \approx 1,7 \%$

Kondenzátor  $q'_{\text{kond}} = (1 - \eta_t) \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \eta_{\text{kot}} = (1 - 0,3958) \cdot 0,85 \cdot 0,98 = 0,5 \approx 50 \%$

Turbína  $q'_m = (1 - \eta_m) \cdot \eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \eta_t = (1 - 0,96) \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,3958 = 0,013 \approx 1,3 \%$

Generátor  $q'_g = (1 - \eta_g) \cdot \eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \eta_t \cdot \eta_m = (1 - 0,97) \cdot 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,3958 \cdot 0,96 = 0,01 \approx 1 \%$

Oběžné teplo:

$$q'_{01} = \eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \alpha_{o1} \cdot \frac{i_{o1}}{i_p - i'_{o1}} = 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,101 \cdot \frac{3022}{3435 - 763} = 0,0952 \approx 9,5\%$$

$$q'_{02} = \eta_{\text{kot}} \cdot \eta_{\text{pot}} \cdot \alpha_{o2} \cdot \frac{i_{o2}}{i_p - i'_{o1}} = 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,097 \cdot \frac{2725}{3435 - 763} = 0,0824 \approx 8,2\%$$

$$q'_{03} = \eta_{kot} \cdot \eta_{pot} \cdot \alpha_{o3} \cdot \frac{i_{o3}}{i_p - i'_{01}} = 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,073 \cdot \frac{2500}{3435 - 763} = 0,0569 \approx 5,7\%$$

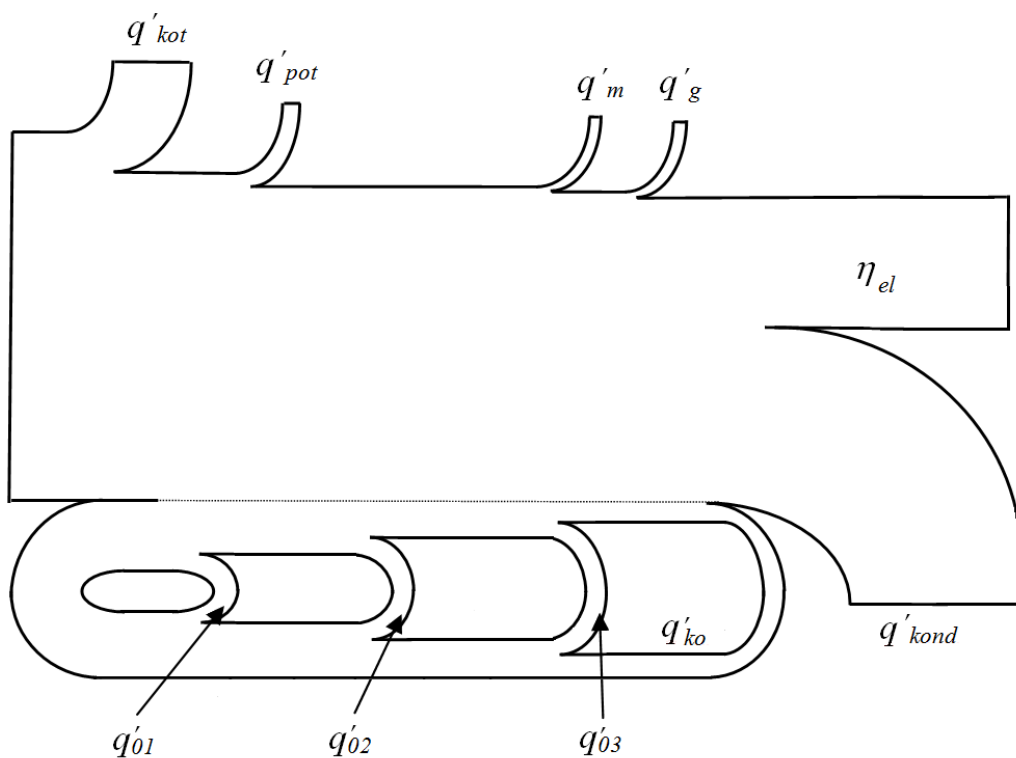
Kondenzát:

$$q'_{ko} = \eta_{kot} \cdot \eta_{pot} \cdot (1 - \alpha_{o1} - \alpha_{o2} - \alpha_{o3}) \cdot \frac{i_{ko}}{i_p - i'_{o1}} =$$

$$= 0,85 \cdot 0,98 \cdot (1 - 0,101 - 0,097 - 0,073) \cdot \frac{189}{3435 - 763} = 0,043 \approx 4,3\%$$

Celková účinnost:

$$\eta_{el} = 100 - q'_{kot} - q'_{pot} - q'_{kond} - q'_m - q'_g = 100 - 15 - 1,7 - 50 - 1,3 - 1 = \underline{\underline{31\%}}$$



Obr. 2. Sankeyův diagram pro TOL s TG5, bez uvažování odběrů v letním období. [12]

## 13. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo prokázat vliv zvýšení parametrů přehřáté páry na výkonu turbogenerátoru. Veškeré uvedené předpoklady v teoretické části se následně potvrdily na téměř učebnicovém příkladu, v části praktické. Konkrétně se jednalo o rekonstrukci Teplárny Olomouc, která proběhla v letech 1996 – 1999. Právě volba parametrů vstupní přehřáté páry do turbíny hrála hlavní roli při tvorbě přípravných materiálů pro projektovou dokumentaci. Postupně byly navrženy celkem 4 kroky možné realizace. Jednotlivé kroky jsem podrobil podrobné analýze, ze které vplynuly zhruba tyto závěry:

První krok je ukázkou nerozváženosti vložených investic, při návrhu nového zařízení. Nový kotel K5 a turbína TG5 se přizpůsobují starému provozu s nízkými parametry (5,85 MPa a 485 °C), což se jeví jako velmi nevhodné.

Druhý krok je z hlediska moderního řešení první krok správným směrem, avšak pouhé zvyšování teploty přehřáté páry na teplotu 540 °C, bez současného zvyšování tlaku přináší problémy ve formě příliš vysokých teplot výstupní páry na odběrech z turbíny, jak je popsáno v kapitole 9.2.

Krok třetí již řeší i tento problém a to současným zvýšením tlaku přehřáté páry na 13,9 MPa. To však znamená, že provoz y již mezi sebou nemohou být propojeny. Jedná se tedy o samostatné bloky propojené parovodem z průmyslových odběrů. Výhoda však spočívá v tom, že při další možné rekonstrukci K3 a TG3 již nemusí být brán ohled na parametry K5 a TG5.

Čtvrtý krok se od třetího liší pouze způsobem provozu popsaným v kapitole 9.4. Tento krok sice přináší nejvyšší elektrický výkon až 46 MW, ale nevýhodou je větší absolutní spotřeba paliva, s tím související absolutní zatížení emisemi do ovzduší a velké množství odpadního tepla vlivem kondenzační výroby elektřiny (především v letním období) uprostřed města.

Z těchto důvodů byl nakonec k realizaci schválen krok číslo 3, pro který jsem v kapitole 12. provedl výpočet účinnosti tepelného oběhu. Celková účinnost 30,7 % je pro letní provoz teplárny bez uvažovaných odběrů průmyslové páry. Zvyšováním odběrů páry docílíme větší efektivity procesu výroby el. energie a dále zvyšujeme účinnost elektrárny na úkor ztrát v kondenzátoru.

Příklad výpočtu celkové účinnosti je velmi zjednodušeným obrazem skutečného provozu. Ve skutečnosti je třeba provést celou řadu výpočtů všech provozních stavů (léto, zima, s odběry, bez odběrů, poruchové stavy atd.) obvykle se k tomu však používá výpočtových programů.

Výroba el. energie v teplárenství má svůj význam globálně ekonomický a ekologický, neboť společná výroba tepla a elektrické energie je úsporná na spotřebu primárních energetických zdrojů jako celku. Z hlediska dalšího vývoje, je však nezbytné stavět nová zařízení s vysokou účinností a s nadkritickými parametry páry.

## Použitá literatura

- [1] AMBROŽ, J. – BÉM, K. – BUDLOVSKÝ, J. – MÁLEK, B. – ZAJÍC, V. PARNÍ TURBÍNY I. THEORIE A VÝPOČET. Praha, 1955.
- [2] AMBROŽ, Jaroslav. Tepelný výpočet parních turbín. ČVUT Praha, 1970.
- [3] AMBROŽ, Jaroslav. Parní turbína za změněných podmínek. Praha 1973.
- [4] (autor neznámý), TURBÍNY Učební pomůcka pro školení pracovníků v elektrárnách. Opravy provedl Ondřej Zagata. Ostrava, 1995.
- [5] ŠKOPEK, Jan. PARNÍ TURBÍNA TEPELNÝ A PEVNOSTNÍ VÝPOČET. Západočeská univerzita v Plzni, 2003. ISBN 80-7043-256-X
- [6] BRAUNER, J. – ŠINDLER, Z. Elektrická část elektráren. Ostrava 1987.
- [7] URL: < [http://en.wikipedia.org/wiki/Hero\\_of\\_Alexandria](http://en.wikipedia.org/wiki/Hero_of_Alexandria) > [cit. 2011-04-25]
- [8] URL: < [http://en.wikipedia.org/wiki/Giovanni\\_Branca](http://en.wikipedia.org/wiki/Giovanni_Branca) > [cit. 2011-04-25]
- [9] URL: < [http://en.wikipedia.org/wiki/Charles\\_Algeron\\_Parsons](http://en.wikipedia.org/wiki/Charles_Algeron_Parsons) > [cit. 2011-04-25]
- [10] URL: < <http://en.wikipedia.org/wiki/Turbine> > [cit. 2011-04-25]
- [11] URL: < <http://oei.fme.vutbr.cz/jskorpik/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html> > [cit. 2011 4-25]
- [12] Příklady ze cvičení z předmětu Elektrárny, VŠB-TUO Ostrava 2010.
- [13] CIPRA, M. – ŠŤASTNÝ, J. Elektrárny I. Cvičení. ČVUT Praha, 1989.
- [14] firemní materiály - Ing. ZAGATA, A., *Koncepční řešení dalšího výhledu Teplárny Olomouc pro 3. Tisíciletí*. Ostrava, 1996. Ing. FIEDLER, J., Doc. Ing. OCHRANA, L., CSc., *Odborný posudek zprávy „Koncepční řešení dalšího výhledu Teplárny Olomouc pro 3. tisíciletí“*. Brno, 1996. Fakulta strojní, katedra tepelných a jaderných energetických zařízení.

## **Seznam příloh**

**PŘÍLOHA č. 1:** i-s diagram

**PŘÍLOHA č. 2:** schéma TOL + ŠVOL krok 1.

**PŘÍLOHA č. 3:** schéma TOL + ŠVOL krok 3.

**PŘÍLOHA č. 4:** Vývoj tržeb za el. energii v TOL